

TUGAS AKHIR - TM141585

REDESAIN *SPRING PLATE* PADA *ROTARY KILN* DENGAN MENGGUNAKAN METODE OPTIMASI TOPOLOGI

VEMBA GIARINI
NRP 2113100076

Dosen Pembimbing
Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

REDESAIN *SPRING PLATE* PADA *ROTARY KILN* DENGAN MENGGUNAKAN METODE OPTIMASI TOPOLOGI

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

DEMBA GIARINI

NRP. 021113 40 000076

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

a/n M. Khoirul Effendi, ST, MSc. Eng.

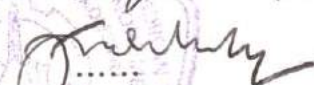
1. Alief Wikarta ST, MSc. Eng. Ph.D
NIP. 198202102006041002

2. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT
NIP. 196807061999031004

3. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT
NIP. 198604012015041001

4. Latifah Nurahmi, ST, MSc. Ph.D
NIP. 1986201712037

 (Pembimbing)

 (Penguji I)

 (Penguji II)

 (Penguji III)

SURABAYA

JULI, 2018

REDESAIN *SPRING PLATE* PADA *ROTARY KILN* DENGAN MENGGUNAKAN METODE OPTIMASI TOPOLOGI

Nama Mahasiswa : Vemba Giarini
NRP : 2113100076
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Alief Wikarta, ST, Msc.Eng,PhD.

ABSTRAK

Rotary Kiln merupakan salah satu alat pendukung pada sistem *smelter* yang berfungsi untuk membantu proses kalsinasi *raw material*. Gerak rotasi *Kiln* berasal dari *drive system* yang diteruskan oleh *Spring Plate* sehingga *Kiln Shell* dapat berputar. Tujuan dari penelitian ini adalah melakukan optimasi topologi pada *Spring Plate* yang digunakan pada *Rotary Kiln* PT. Vale Indonesia Tbk. Analisa dilakukan dengan menganalisa gaya pembebanan dan massa benda menggunakan metode optimasi topologi. Metode optimasi topologi merupakan salah satu teori optimasi struktur dengan menentukan desain yang optimal berdasarkan distribusi tegangan suatu material pada ruang desain.

Penelitian ini menggunakan software Inventor 2016 sebagai pemodelan dan ANSYS 18 untuk analisa *static structural* dan optimasi topologi. Optimasi topologi dilakukan pertama-tama dengan melakukan uji validasi antara hasil simulasi dengan hasil perhitungan tangan. Simulasi menggunakan *meshing adaptive* dengan mengontrol *element size*. Setelah didapatkan bahwa kedua hasil tersebut *valid*, maka dilakukan optimasi topologi dengan variasi pengurangan massa benda mula-mula sebesar 90% hingga benda tidak dapat dilakukan optimasi topologi lagi. Kemudian dilakukan *smoothing* pada benda untuk meminimalisir tegangan. Benda yang telah dilakukan *smoothing* akan diuji *static structural* kembali untuk mengetahui nilai tegangan maksimum

dan total deformasi masing-masing variasi. Dan tahap terakhir adalah membandingkan nilai tegangan maksimum, total deformasi, dan besar pengurangan massa dari masing-masing model, kemudian dipilih salah satu desain terbaik dari variasi model tersebut.

Berdasarkan hasil simulasi diperoleh grafik perbandingan nilai tegangan maksimum existing model dengan model redesain, grafik perbandingan total deformasi dengan variasi model, grafik perbandingan antara nilai tegangan maksimum dan pengurangan massa dari masing-masing model. Untuk redesain *Spring Plate* dengan variasi 90%,85%,80%,75% *mass retained* menghasilkan nilai tegangan maksimum, total deformasi benda, pengurangan massa benda secara berturut-turut yaitu sebesar 170,26 MPa, 175,86 MPa, 184,78 MPa dan 184,67 MPa; 0,0354 mm, 0,0357 mm, 0,0358 mm, 0,0358 mm; 50,04 kg, 75,52 kg, 103,58 kg, 130,34 kg. Didapati desain terbaik adalah model dengan variasi 75% *mass retained*, karena mampu mengurangi massa lebih besar dari variasi yang lain dan nilai tegangan maksimumnya masih berada di bawah nilai tegangan izin.

Kata Kunci: Optimasi Topologi, *Static Structural*, *Spring Plate*

REDESIGNING SPRING PLATE ON ROTARY KILN USING TOPOLOGY OPTIMIZATION METHOD

Student Name : Vemba Giarini

Student ID Number : 2113100076

Department : Mechanical Engineering

Academic Supervisor : Alief Wikarta, ST, Msc.Eng, PhD.

ABSTRACT

Rotary Kiln is one of supporting equipments on smelter system that serves to assist the process of raw material calcination. The Kiln rotation motion comes from the system drive that is forwarded by Spring Plate so that Kiln Shell can rotate. The purpose of this research is to optimize the topology on Spring Plate used in Rotary Kiln PT. Vale Indonesia Tbk. The analysis is done by analyzing the loading style and mass of the object using topology optimization method. Topology optimization method is one of structural optimization theory by determining the optimal design based on the stress distribution of a material in the design space.

This study uses Inventor 2016 as a modeling software and ANSYS 18 for statical structure analysis and topology optimization. Topology optimization is done first by doing validation test between simulation result and hand calculation result. The simulation uses adaptive meshing by controlling element size. After obtained that the two results are valid, then the topology optimization could be done with the variation of the mass reduction of the original object by 90% until the object can not be done by topology optimization again. After going through the optimization stage topology, the object will be smoothing to minimize the stress. Objects that have been done smoothing will be tested static structural again to determine the maximum stress value and total deformation of each variation. And the last stage is

to compare the maximum stress, total deformation, and mass reduction of each model, then selected one of the best design of the variation of the model.

Based on the simulation results obtained the comparison graph of the existing model's maximum stress value with the redesign models, the total deformation comparison graph with the model variations, the comparison graph between the maximum stress value and the mass reduction of each models. For the redesign of Spring Plate with the variations of 90%, 85%, 80%, 75% mass retained maximum stress values, total deformation of objects, reduction of mass of objects respectively by 170.26 MPa, 175,86 MPa, 184.78 MPa and 184.67 MPa; 0.0354 mm, 0.0357 mm, 0.0358 mm, 0.0358 mm; 50.04 kg, 75.52 kg, 103.58 kg, 130.34 kg. The best design is a model with a 75% mass retained variation, since it was able to reduce mass greater than other variations and its maximum stress value was still below the allowable stress.

Keywords: Topology Optimization, Static Structural, Spring Plate

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan berkah yang diberikanNya atas kelancaran dalam mengerjakan dan menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis sangat sadar bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan dan kasih sayang dari berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Alief Wikarta, ST., MSc.Eng, PhD, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah dengan sabar membimbing penulis hingga akhirnya penulis dapat memahami teori dan ilmu-ilmu yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini. Terima kasih Bapak telah merelakan sebagian waktu untuk membimbing saya dan kawan-kawan.
2. Mamah dan Papah tercinta yang senantiasa memberikan kasih sayang, kesabaran, dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Egin, adik tersayang atas dukungan dan cinta kasihnya selama penulis mengerjakan tugas akhir.
4. Ibu Vivien Suphandani, ST., ME., PhD, selaku dosen wali yang telah dengan sabar membimbing dan banyak memberi saran untuk penulis dalam menjalani studi.
5. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng, PhD dan Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT atas motivasi dan saran yang sering diberikan kepada penulis dan kawan-kawan ketika sedang menunggu di Sekretariat Jurusan Teknik Mesin.
6. Bude Sus, Alm. Pakde Wito, Mbak Ari, dan Mas Yugo yang senantiasa memberi motivasi dan semangat kepada penulis.
7. Tante Diana dan Om Yan, atas kasih sayang, dukungan, dan doa. Kuenya mantap, Tante.
8. Pak Zaenuddin, Pak Erwin, Pak Ricky, Pak Bayu, Mas Bram dan seluruh karyawan PPE yang tidak dapat disebutkan satu persatu atas bimbingan dan saran baik selama penulis

melakukan Kerja Praktek hingga penulis menyelesaikan tugas akhir.

9. Adin, Endah, Dini, dan Kiki yang senantiasa menghibur dan memberi semangat kepada penulis.
10. Diyan Nicholas, *anything-to-go-to-do partner* atas kasih sayang, waktu, dan kesabarannya terutama dalam belajar dan mengerjakan tugas akhir.
11. Tiffany, Imang, Mail, Menik, Alfi, dan trio sepeda (Faisol, Ijal, Diyan) sebagai teman seperjuangan mengerjakan tugas akhir, atas canda dan tawa di sela ke-*hectic*-an.
12. Fitri, Atsa, Sisil, Nabila, dan Delia yang senantiasa memotivasi penulis untuk segera menyelesaikan tugas akhir ini.
13. Seluruh teman-teman M56, adik kelas, dan kakak kelas yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.
14. Civitas akademika dan karyawan jurusan Teknik Mesin FTI ITS.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
<i>ABSTRACT</i>	iii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1	1
1.1 Latar Belakang	1
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Tugas Akhir	4
1.6 Sistematika Penulisan Penelitian.....	4
BAB 2	6
2.1 <i>Rotary Kiln</i>	7
2.2 <i>Spring Plate</i>	9
2.2.1 Pengenalan <i>Spring Plate</i>	9
2.2.2 Analisa Gaya dan Beban pada <i>Spring Plate</i>	10
2.3 Teori-Teori Kegagalan	11
2.3.1 Kriteria Gagal	11
2.3.2 Batas-Batas Kriteria Gagal	11
2.3.3 Teori Kegagalan Beban Statik	12
2.4 Tegangan (<i>Stress</i>)	13
2.4.1 Tegangan normal	13
2.4.2 Tegangan geser	13
2.5 Metode Elemen Hingga.....	14
2.6 Optimasi Topologi	16
2.7 Studi Pustaka	17
2.7.1 <i>Simulating The Mechanical Behavior of A Rotary Cement Kiln Using Artificial Neural Networks</i>	17
BAB 3	25

3.1	Diagram Alir Penelitian.....	25
3.1.1	Studi Literatur dan Data Penelitian.....	26
3.1.2	Perancangan.....	26
3.1.3	Simulasi	28
3.1.4	Analisa Hasil Simulasi dan Kesimpulan.....	33
3.2	Evaluasi Hasil.....	34
BAB 4	35
4.1	Verifikasi.....	35
4.1.1	<i>Hand Calculation</i>	35
4.1.2	Simulasi <i>Statical Structure</i>	43
4.1.3	Pembahasan	43
4.2	Hasil dan Pembahasan Simulasi <i>Statical Structure</i> pada Profil <i>Full Model</i>	44
4.3	Optimasi Topologi	46
4.3.1	Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan <i>Smoothing</i> untuk Variasi 90% <i>Mass Retained</i>	47
4.3.2	Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan <i>Smoothing</i> untuk Variasi 85% <i>Mass Retained</i>	49
4.3.3	Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan <i>Smoothing</i> untuk Variasi 80% <i>Mass Retained</i>	50
4.3.3	Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan <i>Smoothing</i> untuk Variasi 75% <i>Mass Retained</i>	51
4.4	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> pada Model <i>Smoothing</i> ..	53
4.4.1	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> pada Model <i>Smoothing</i> untuk Variasi 90% <i>Mass Retained</i>	53
4.4.2	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> pada Model <i>Smoothing</i> untuk Variasi 85% <i>Mass Retained</i>	55
4.4.3	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> pada Model <i>Smoothing</i> untuk Variasi 80% <i>Mass Retained</i>	57
4.4.4	Hasil Simulasi <i>Static Structural</i> pada Model <i>Smoothing</i> untuk Variasi 75% <i>Mass Retained</i>	58
4.5	Pembahasan Desain Terbaik	61

4.6 Hasil Miniatur dari Desain Terbaik dengan Menggunakan 3D Printer	63
BAB 5	64
5.1 Kesimpulan	65
5.2 Saran	66
DAFTAR PUSTAKA.....	67

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 (a) Kiln shell dan (b) Spring Plate	2
Gambar 2.1 <i>Kiln Shell</i>	7
Gambar 2.2 <i>Schematic of A Uniform-Section Rotary Kiln</i>	18
Gambar 2.3 Model <i>finite element</i> dari <i>shell body</i>	18
Gambar 2.4 <i>Boundary condition</i> untuk FE model	19
Gambar 2.5 Grafik distribusi tegangan di sepanjang <i>kiln</i>	20
Gambar 2.6 <i>Geometry and boundary condition</i>	21
Gambar 2.7 <i>Optimized structure of overhanging beam with UDL</i>	21
Gambar 2.8 Von misses stress induce in structure	21
Gambar 2.9 <i>Deformed and undeformed shape obtained by OC in ANSYS</i>	22
Gambar 2.10 <i>Geometry and boundary condition model</i> 2	22
Gambar 2.11 <i>Optimized structure of half ring with UDL</i>	22
Gambar 2.12 Von misses stress induced in structure.....	23
Gambar 2.13 <i>Deformed and undeformed shape obtainedby OC in ANSYS</i>	23
Gambar 3.1 Diagram alir tugas akhir	24
Gambar 3.2 <i>Existing 1 (Tangential Plate)</i>	28
Gambar 3.3 <i>Drive system dan Rotary Kiln</i>	28
Gambar 3.4 Diagram alir simulasi	29
Gambar 3.5 Hasil <i>Smoothing</i>	33

Gambar 4.1 Dimensi Spring Plate	36
Gambar 4.2 FBD pada simple model yang digunakan untuk tahap validasi.....	37
Gambar 4.2 Pemberian gaya untuk tahap validasi pada Ansys 18 dengan menggunakan model sederhana	38
Gambar 4.3 Grafik tes konvergensi pada model sederhana.....	39
Gambar 4.4 Hasil Maximum Equivalent Stress pada software .	39
Gambar 4.5 Simulasi <i>Statical Structural</i> pada <i>full model Spring Plate</i>	42
Gambar 4.6 Grafik Hasil Simulasi <i>Statical Structural Full Model</i>	44
Gambar 4.7 Tegangan maksimum pada full model	45
Gambar 4.8 Total deformasi pada <i>full model</i>	45
Gambar 4.9 Definisi bagian <i>design region</i> dan <i>exclusion region</i> pada benda yang akan dioptimasi.....	46
Gambar 4.10 Hasil optimasi topologi dengan variasi 90% <i>mass retained</i>	
Gambar 4.11 Hasil <i>smoothing</i> pada benda dengan variasi 90% <i>mass retained</i>	47
Gambar 4.12 Hasil optimasi topologi dengan variasi 85% <i>mass retained</i>	47
Gambar 4.13 Hasil <i>smoothing</i> pada benda dengan variasi 85% <i>mass retained</i>	48
Gambar 4.14 Hasil optimasi topologi dengan variasi 80% <i>mass retained</i>	49

Gambar 4.15 Hasil smoothing pada benda dengan variasi 80% <i>mass retained</i>	50
Gambar 4.16 Hasil optimasi topologi dengan variasi 75% <i>mass retained</i>	51
Gambar 4.17 Hasil smoothing pada benda dengan variasi 75% <i>mass retained</i>	51
Gambar 4.18 Error pada optimasi topologi untuk variasi 70% <i>mass retained</i>	52
Gambar 4.19 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model <i>smoothing</i> dengan variasi 90% <i>mass retained</i>	53
Gambar 4.20 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model <i>smoothing</i> dengan variasi 85% <i>mass retained</i>	53
Gambar 4.21 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model <i>smoothing</i> dengan variasi 80% <i>mass retained</i>	55
Gambar 4.22 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model <i>smoothing</i> dengan variasi 75% <i>mass retained</i>	56
Gambar 4.23 Grafik perbandingan tegangan maksimum <i>existing model</i> dengan model redesain	60
Gambar 4.24 Grafik perbandingan total deformasi <i>existing model</i> dengan model redesain	60
Gambar 4.25 Grafik hubungan tegangan maksimum dengan persentase pengurangan massa.....	61
Gambar 4.26 Miniatur desain terbaik	62

Gambar 4.27 Miniatur desain terbaik dan 1/4 bagian *Rotary Kiln* 62

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi Motor Listrik <i>Rotary Kiln</i> 1 di PT. Vale Indonesia	5
Tabel 2.2 Spesifikasi <i>Gearbox Rotary Kiln</i> 1 di PT. Vale Indonesia	5
Tabel 2.3 Spesifikasi umum dari <i>kiln sample</i>	13
Tabel 2.4 Beberapa daerah di sepanjang <i>kiln</i>	13
Tabel 2.5 <i>Material properties, load used and volume usage fraction for model 1</i>	15
Tabel 2.6 <i>Material properties, load used and volume usage fraction for model 2</i>	15
Tabel 3.1 Spesifikasi Motor Listrik <i>Rotary Kiln</i> 1 di PT. Vale IndonesiaTbk.	18
Tabel 3.2 Spesifikasi <i>Gearbox Rotary Kiln</i> 1 di PT. Vale Indonesia Tbk.	18
Tabel 3.3 Spesifikasi <i>pinion</i> yang Dimiliki oleh <i>Kiln #1</i> di PT. Vale Indonesia Tbk.	19
Tabel 3.4 Spesifikasi <i>Bullgear</i> yang Dimiliki oleh <i>Kiln #1</i> di PT. Vale Indonesia Tbk.	19
Tabel 3.5 Data <i>Meshing</i>	23
Tabel 4.1 Data yang diketahui untuk mencari nilai gaya pada masing-masing <i>Spring Plate</i>	29
Tabel 4.2 Hasil validasi tegangan untuk model sederhana pada software	32
Tabel 4.3 Hasil simulasi <i>statical structural full model</i>	34

Tabel 4.4 Hasil Simulasi Proses Redesain..... 60

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Vale Indonesia Tbk. adalah salah satu perusahaan yang bergerak di bidang eksplorasi dan pengolahan nikel dengan menggunakan *Smelter*. Salah satu alat yang mendukung sistem *smelter* tersebut adalah *Rotary Kiln*. *Rotary Kiln* adalah bejana silinder, diletakkan pada posisi horizontal dan sedikit miring, yang diputar perlahan pada porosnya (Tandiayuk, 2011). Adapun fungsi dari perangkat ini adalah untuk menaikkan material sampai pada suhu tinggi (kalsinasi). Komponen dasar dari *Rotary Kiln* secara umum terdiri dari *Kiln Shell*, lapisan tahan api (*refractory lining*), *Support Tyres* dan *Rollers*, gigi drive (*pinion* sebagai elemen *driver* dan *Bullgear* sebagai elemen *driven*), dan penukar panas internal (Tandiayuk, 2011). Adapun diantara *Bullgear* dan *Kiln Shell* terpasang komponen yang disebut dengan *Spring Plate*. Gambar *Rotary Kiln* dan *Spring Plate* dapat dilihat pada gambar 1.1(a) dan 1.1(b).

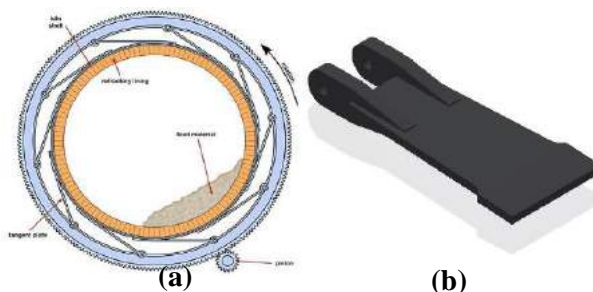
Spring Plate merupakan komponen berupa plat dengan panjang dan ketebalan tertentu, terpasang diantara gigi drive dan *Kiln Shell*. *Spring Plate* berfungsi untuk meneruskan putaran serta berperan sebagai sistem peredam ketika *Kiln* mendapatkan beban internal yang berubah-ubah pada saat berputar karena material yang terangkat dan jatuh di dalam *Kiln Shell* oleh *Lifter* yang terletak di bagian dalam *Kiln Shell*. Mekanisme *Spring Plate* mirip dengan prinsip kerja jari-jari pada roda sepeda yang mampu memfleksibelkan diri ketika mendapatkan perubahan beban secara tiba-tiba (Tandiayuk, 2011). Reaksi gaya yang terjadi akan dianalisa dengan tujuan untuk memperoleh desain *Spring Plate* yang lebih optimal (redesain), baik dari segi geometri ataupun analisa struktur dengan menggunakan metode optimasi topologi.

Optimasi topologi merupakan salah satu teori optimasi struktural yang bertujuan untuk menentukan desain yang optimal berdasarkan distribusi tegangan pada suatu material pada ruang

desain (Logan, 2010). Optimasi topologi seringkali digunakan sebagai fungsi massa dan volume. Sehingga perancangan dari rasio dan geometri *Spring Plate* harus diperhatikan, agar daya dan putaran dari *Bullgear* ke *Kiln Shell* dapat ditransmisikan dengan optimum.

Beberapa penelitian mengenai metode *topology optimization design* sudah pernah dilakukan, seperti *Topological Optimization of Linear Elastic Isotropic Structures Using ANSYS based Optimality Criterion Approach* oleh Vani Taklikar dan Anadi Misra yang menyajikan studi optimasi topologi dua dimensi dari struktur *beam* dan *ring*. Optimasi struktur, baik benda yang terdeformasi dan tidak terdeformasi, serta tegangan von mises untuk kedua struktur diteliti. Adapun penelitian mengenai *Rotary Kiln* menggunakan pendekatan *Artificial Neural Network* pernah dilakukan oleh K. Pazand, M. Shariat Panahi, M. Pourabdoli di tahun 2009.

Maka dari itu, penulis juga terdorong untuk mengambil judul tugas akhir mengenai penelitian *topology optimization design* dengan komponen yang akan dioptimasi yaitu *Spring Plate* dari *Rotary Kiln* PT. Vale Indonesia Tbk, yaitu : “REDESAIN *SPRING PLATE* PADA *ROTARY KILN* DENGAN MENGGUNAKAN METODE OPTIMASI TOPOLOGI.”



Gambar 1.1 (a) *Rotary Kiln* dan (b) *Spring Plate*

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam tugas akhir ini antara lain:

1. Bagaimanakah hasil simulasi *existing Spring Plate* berdasarkan nilai tegangan dan deformasi?
2. Bagaimanakah hasil simulasi *Spring Plate* dengan metode optimasi topologi berdasarkan variasi pengurangan massa benda?
3. Bagaimanakah desain *Spring Plate* yang paling optimum?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari tugas akhir ini antara lain:

1. Mengetahui hasil simulasi *existing Spring Plate* berdasarkan nilai tegangan dan deformasi.
2. Mengetahui hasil simulasi *Spring Plate* dengan metode optimasi topologi berdasarkan variasi pengurangan massa benda.
3. Mengetahui desain *Spring Plate* yang paling optimum.

1.4 Batasan Masalah

Agar pembahasan dalam tugas akhir ini tidak melenceng dari tujuannya, maka batasan masalah dari redesain *Spring Plate* dari *Rotary Kiln* ini adalah:

1. Segala elemen yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan perangkat *rotary kiln* dari PT. Vale Indonesia Tbk .
2. Elemen yang dianalisa meliputi desain mekanis dari *Rotary Kiln* yang meliputi *Drive System* dan *Spring Plate*.
3. Tumpuan pada desain awal dianggap kuat.
4. Simulasi yang dilakukan adalah simulasi statis.
5. Hasil dari simulasi yang hendak dianalisa adalah *maximum stress, deformation*, variasi persentase pengurangan massa pada *Spring Plate*.

6. Hasil geometri dari proses *topology optimization design* akan didekati dengan pembuatan model ulang untuk mencari *maximum stress* dan *deformation* yang terjadi pada *Spring Plate*.
7. Terdapat 2 macam *support* pada *Spring Plate*, yaitu *fixed support* dan *frictionless support*.
8. Pembebanan *Spring Plate* dianalisa pada lokasi *tangent point*.

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Adapun manfaat dari tugas akhir ini antara lain :

- 1 Membantu mahasiswa dalam mengetahui dan memahami mekanisme dasar *Rotary Kiln*.
- 2 Sebagai sarana implementasi ilmu pengetahuan dan teknologi di bidang mekanika benda padat.
- 3 Data hasil pengujian dapat digunakan dan dijadikan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.

1.6 Sistematika Penulisan Penelitian

Sistematika penulisan penelitian ini terdiri dari 5 bab dimana masing-masing bab berisi sebagai berikut:

Bab 1 Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat penelitian dan sistematika penulisan laporan.

Bab 2 Dasar Teori

Bab ini berisi tentang dasar-dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.

Bab 3 Metodologi

Bab ini berisi tentang langkah-langkah yang dilakukan untuk memperoleh hasil yang diinginkan dalam penelitian ini, baik langkah-langkah permodelan dan langkah-langkah simulasi.

Bab 4 Hasil dan Pembahasan

Bab ini berisi tentang data yang didapat dari penelitian berupa suatu nilai, metode, gambar, grafik ataupun tabel yang dilanjutkan dengan pembahasan lebih lanjut mengenai hasil tersebut.

Bab 5 Kesimpulan dan Saran

Bab ini berisi tentang kesimpulan, yaitu hasil akhir yang menjawab tujuan dari penelitian ini dan saran untuk penelitian lebih lanjut

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2 DASAR TEORI

2.1 *Rotary Kiln*

Rotary Kiln merupakan salah satu dari perangkat yang terdapat pada proses *smelter* yang bertujuan untuk memanaskan material dengan cara pemberian energi panas (kalsinasi), sehingga material dapat melepaskan ikatannya (Tandiayuk, 2011). *Kiln* adalah bejana silinder, diletakkan pada posisi horizontal dan sedikit miring, yang diputar perlahan pada porosnya. *Rotary Kiln* dapat dilihat pada gambar 1.1(a). Komponen utama dari *kiln shell* adalah sebagai berikut:

1. *Main Burner*

Main Burner adalah peralatan yang digunakan untuk menghasilkan api pembakaran. *Main burner* dilengkapi dengan sistem pemanasan bahan bakar. Sistem pembakaran ini dimulai dari suplai bahan bakar dari tangki penyimpanan minyak HSFO. Melalui pipa utama, minyak ini dialirkan ke pompa lalu menuju ke tempat pemanasan minyak. Dalam pemanasan ini digunakan uap air yang dikirim ke tempat pemanas bahan bakar.

2. *Rotary Kiln Shell*

Bagian terluar dari peralatan pengering disebut sebagai *Shell* atau selongsong yang berbentuk tabung atau pipa panjang berdiameter besar dengan ketebalan bervariasi antara 28 mm hingga 80 mm tergantung areanya. Material *Reduction Kiln Shell* terbuat dari besi baja tipe *mild steel* dengan kadar karbon rendah-medium. Gambar 2.1 menunjukkan *Kiln Shell*.

3. *Tyre*

Peralatan *tyre* (roda) yang terpasang berfungsi sebagai mekanisme penopang *Kiln Shell* yang akan berpasangan dan bertumpu pada *trunnion*. *Tyre* ini terbuat dari baja cor (*cast steel*) yang pada bagian tepinya membentuk tirus menyesuaikan profil dengan tepian *Thrust Roller*. *Tyre* dirakit pada *shell* dengan dimasukkan melalui *heavy shell* dan dikencangkan jarak celahnya dengan menggunakan *supporting block* dan *shim* atau lembaran plat logam yang amat tipis menurut ukuran tertentu.



Gambar 2.1 Kiln Shell

4. *Thrust Roller*

Secara aksial atau sejajar dengan *shell* atau tegak lurus dengan tiap *tyre*, masih terdapat satu mekanisme yang berfungsi sebagai pendeteksi dan penopang kondisi *uphill* atau *downhill* pada kiln, yaitu *Thrust Roller*. *Thrust Roller* adalah sebuah baja cor (*cast steel*) yang berbentuk seperti ujung payung atau jamur pada bagian atasnya dan poros pejal memanjang pada bagian tengahnya. Bagian tepi dari ujung payung tersebut membentuk profil yang akan bersentuhan dengan tepian *tyre* ketika posisi *shell* dalam kondisi *uphill* atau *downhill*.

5. *Drive System*

Sebagai peralatan yang dapat diandalkan untuk menggerakkan kiln agar dapat berotasi, maka dibutuhkan sistem penggerak (*drive system*) yang dirancang sesuai dengan kapasitas desainnya. Prinsip dasar kerjanya adalah ketika motor listrik dinyalakan, maka putaran diteruskan dari poros melalui *high speed coupling* menuju ke sisi masukan (*input*) pada *gearbox*, selanjutnya melalui sistem penurunan kecepatan dalam *gearbox* lewat mekanisme roda gigi, kecepatan poros pada sisi keluaran (*output*) diteruskan dengan *low speed coupling* untuk menggerakkan roda gigi *pinion*.

Tabel 2.1 Spesifikasi Motor Listrik *Rotary Kiln* 1 di PT. Vale Indonesia

<i>Kiln</i>	Manufaktur	Daya (HP)	Arus (Amper)	Kecepatan Keluaran (RPM)	Service Factor
1	WEG-Motor	400	365	1189	1.15

Tabel 2.2 Spesifikasi *Gearbox Rotary Kiln* 1 di PT. Vale Indonesia

<i>Kiln No.</i>	Manufaktur	Jenis dan Ukuran	Daya (HP)	Rasio	Kecepatan Keluaran (RPM)	Service Factor
1	Falk	2200ZN-S	321	90.34	11.07	1.4

2.2 *Spring Plate*

2.2.1 *Pengenalan Spring Plate*

Spring Plate merupakan plat tebal berbahan *mild steel* yang salah satu sisi lebarnya terpasang pada mekanisme *drive system* melalui sambungan pin sedangkan sisi lebar yang lain terpasang pada *Kiln Shell* melalui pengelasan. *Spring Plate* dapat dilihat pada gambar 1.1(b). *Spring Plate* berperan dalam meneruskan transmisi dari *Kiln Drive* sehingga *Kiln Shell* dapat bergerak dengan kecepatan 0,9 rpm. Disamping sebagai penerus transmisi, *Spring Plate* juga berfungsi untuk menyerap getaran yang terjadi akibat gerakan kontraksi-ekspansi sebagai akibat pergerakan dari *Kiln Shell* ketika berotasi sekaligus pergerakan raw material ketika diproses, sehingga mekanisme *Spring Plate* mirip dengan prinsip kerja jari-jari pada roda sepeda yang mampu memfleksibelkan diri ketika mendapatkan perubahan beban secara tiba-tiba. Disamping itu, komponen ini juga berfungsi untuk meminimalisirkan perpindahan panas konveksi yang berpotensi diterima oleh *drive system* akibat panas yang ditimbulkan oleh kerja *Kiln* ketika

memproses material (Tandiayuk, 2011). Konstruksi semacam ini bertujuan untuk menjaga *life time drive system*, serta komponen-komponen yang lain serta meminimalisir bahaya kecelakaan kerja.

2.2.2 Analisa Gaya dan Beban pada *Spring Plate*

Analisa beban pada *Spring Plate* perlu dilakukan karena hal ini memberikan pendekatan pada apa yang terjadi pada *Spring Plate* dengan memberikan input berupa kondisi yang ada. Hal ini memberikan gambaran dan kepastian dalam proses desain untuk menghindari kegagalan komponen pada saat digunakan. Sebuah konstruksi dapat dikatakan gagal atau tidak memenuhi syarat setelah dilakukan perhitungan gaya – gaya yang terjadi pada konstruksi, lalu dibandingkan dengan kekuatan material dalam menerima gaya yang terjadi pada konstruksi. Pada konstruksi *Spring Plate* analisa dapat dihitung berdasarkan gaya oleh *Bullgear* dan gaya beban oleh tegangan tarik dan tekan maksimum yang terjadi pada konstruksi *Spring Plate*, perhitungan gaya dan arah gaya yang terjadi ditentukan oleh tipe *gear* yang digunakan.

Kemudian untuk memastikan bahwa *gear* tidak mengalami kegagalan maka gaya bending (F_b) harus lebih besar atau sama dengan gaya *load* (F_d) (Deutschman et al, 1975). Analisa pada *Spring Plate* diawali dengan teori daya yang ditransmisikan. Gaya yang terjadi pada *Spring Plate* dapat dirumuskan secara matematis. Dimana:

HP	=	daya yang dibutuhkan untuk memutar pinion dan gear
T	=	torsi
n	=	jumlah putaran (rpm)
P	=	diametral pitch
N _t	=	jumlah gigi
F _d	=	gaya <i>load</i> (lb)
F _t	=	gaya tangensial (lb)
V _p	=	pitch line velocity (ft/min)

Torsi yang terjadi pada *Spring Plate* dirumuskan dengan:

$$T = \frac{63000 \text{ HP}}{n} \quad (2.1)$$

Gaya tangensial (F_t) dapat dirumuskan dengan:

$$F_t = \frac{2T}{d_p} \quad (2.2)$$

Nilai d_{pinion} dapat diketahui melalui:

$$P = \frac{Nt}{d_p} \quad (2.3)$$

F_d yang terjadi pada *Spring Plate* dirumuskan dengan:

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} F_t \quad (2.4)$$

Nilai V_p diketahui dari persamaan:

$$V_p = \frac{\pi d_p n}{12} \quad (2.5)$$

Adapun analisa *gear* dititik-beratkan pada *gear* yang memiliki nilai S_e (*safe static stresses*) yang lebih kecil, dimana nilai S_e didapatkan dari angka kekerasan (BHN) material benda. Kemudian analisa yang terakhir adalah memastikan bahwa $F_b \geq F_d$, sehingga desain aman untuk digunakan. Gaya yang terjadi pada *Spring Plate* sama dengan gaya yang terjadi pada *gear* karena *Spring Plate* menerima transmisi daya dan gaya dari *Bullgear*.

2.3 Teori-Teori Kegagalan

2.3.1 Kriteria Gagal

1. Yielding:

Terjadi distorsi pada elemen mesin berupa deformasi plastik.

2. Fracture:

Elemen mesin terpisah menjadi dua bagian atau lebih dengan kata lain : patah, putus atau pecah.

2.3.2 Batas-Batas Kriteria Gagal

1. Ketika *yielding*: *yield strength* material S_y , S_{ys} .
2. Kriteria *fracture*: *ultimate strength* material S_u , S_{us} .

Catatan:

- Berlaku untuk beban statik.
- Untuk beban dinamik, selain S_y , S_{ys} , dan S_u , S_{us} , juga dilibatkan *endurance limit* kerja material S_e , S_{es} .
- Disamping itu juga dipengaruhi oleh faktor keamanan SF dan faktor konsentrasi tegangan K_t , K_{ts} , K_f , K_{fs} .

2.3.3 Teori Kegagalan Beban Statik

1. Teori Kegagalan Tegangan Normal Maksimum.

(Maximum Normal Stress Failure Theory = MNST)
disusun oleh: Rankine.

$$\sigma_1 > S_y/SF \rightarrow \text{gagal}$$

- Suku sebelah kiri adalah tegangan prinsipal terbesar yang timbul dari beban eksternal. Suku ini sudah mengandung faktor konsentrasi tegangan K_t dan K_{ts} .
- Suku sebelah kanan disebut tegangan ijin material.

2. Teori Kegagalan Tegangan Geser Maksimum.

(Maximum Shear Stress Failure Theory = MSST)

Diusulkan oleh: Tresca

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\sigma_{xy})^2} > S_{ys}/SF \text{ atau } S_{us}/SF \rightarrow \text{gagal.}$$

Keterangan: sama dengan diatas dan σ_{max} = tegangan geser maksimum.

3. Teori Kegagalan Energi Distorsi Maksimum.

(Maksimum Distorsion Energy Failure Theory)

Diusulkan oleh: Von Misses

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\sigma_{xy}^2} > S_y/SF \rightarrow \text{gagal}$$

σ_{eq} adalah tegangan ekivalen akibat beban eksternal.

Keterangan lain sama dengan diatas (Deutschman et al, 1975).

2.4 Tegangan (*Stress*)

Pada hukum Newton yang pertama disebutkan bahwa suatu benda akan diam ketika resultan gaya bernilai nol. Dan apabila diamati, apabila benda tersebut diletakan diatas lantai maka akan terlihat bahwa benda tersebut memberikan gaya gravitasi kebawah, dan lantai memberikan gaya normal keatas. Nyatanya, terdapat gaya internal yang diberikan oleh keduanya disaat menahan satu sama lain. Hal tersebut ditunjukan dengan adanya tegangan diantara benda dan lantai tersebut.

2.4.1 Tegangan normal

Tegangan normal terjadi disaat adanya gaya yang bekerja tegak lurus dengan suatu luasan benda (Hibbeler, 2011). Apabila gaya tersebut diukur dalam satuan N dan luasan dalam m², maka tegangan normal dapat dirumuskan sebagai:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Dimana:

σ = Tegangan yang terjadi (N/ m²)

F = Gaya yang diberikan (N)

A = Luas penampang (m²)

2.4.2 Tegangan geser

Tegangan geser merupakan suatu gaya yang bekerja bersinggungan pada suatu luasan benda (Hibbeler, 2011). Tegangan geser dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Dimana:

τ = Tegangan yang terjadi (N/ m²)

F = Gaya yang diberikan (N)

A = Luas penampang (m²)

Dalam proses mendesain suatu elemen mesin, diperlukan suatu factor untuk memperketat nilai suatu tegangan (stress) pada suatu material agar dapat terjamin keamanannya. Safety factor dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$FS = \frac{F_{fail}}{F_{allow}}$$

Dimana:

FS = Factor of Safety

F_{fail} = Besar gaya yang tidak diperbolehkan

F_{allow} = Gaya yang diperbolehkan

2.5 Metode Elemen Hingga

Metode Elemen Hingga adalah cara numerik dalam menyelesaikan masalah pada ilmu rekayasa dan matematika fisik. Cakupan penyelesaian dari kedua masalah ini berupa analisis struktur, transfer panas, aliran fluida, transportasi masa dan potensial elektromagnetik.

Sebagaimana sebutan elemen hingga, analisis Metode Elemen Hingga didasarkan pada representasi badan atau sistem struktur yang dirakit dari elemen – elemen badan/sistem. Elemen – elemen ini membentuk sistem jaringan elemen melalui hubungan/sambungan dititik-titik nodal elemen. Umumnya fungsi perpindahan yang ditetapkan bagi pendekatan variasi perpindahan di setiap elemen adalah fungsi polinomial. Persamaan kesetimbangan bagi elemen didapat dari prinsip energi potensial minimum.

Persamaan ini di formulasikan bagi sistem atau badan keseluruhannya dengan perakitan persamaan elemen-elemen dalam sistem koordinat struktur, sedemikian rupa sehingga terpenuhi kontinuitas perpindahan dititik-titik nodal. Dari syarat – syarat batas sistem struktur/badan yang harus terpenuhi, maka di peroleh perpindahan yang terjadi di titik-titik nodal elemen.

Tipe permasalahan dapat dikelompokkan menjadi 2, yaitu kelompok analisa struktur dan non struktur.

Permasalahan struktur meliputi:

- Analisa tegangan/*stress*, meliputi analisa *truss* dan *frame* serta masalah masalah yang berhubungan dengan tegangan tegangan yang terkonsentrasi.
- *Buckling*
- Analisa getaran

Permasalahan non struktur yang dapat diselesaikan dengan menggunakan metode ini meliputi:

- Perpindahan panas dan masa
- Mekanika fluida
- Distribusi dari potensial listrik dan potensial magnet

Pengelompokan metode elemen hingga berdasarkan jenis elemen terbagi menjadi 3, yaitu elemen 1 dimensi (*Truss element*, *Bar element*, dsb). Elemen 2 dimensi (*Plane element*, *Plate element*, dsb). Elemen 3 dimensi (*Solid element*). Pada metode elemen hingga setiap elemen yang digunakan harus memiliki matriks kekakuan tertentu, yaitu $[K]$. Matriks kekakuan tersebut digunakan dalam persamaan berikut : $[K] \times [X] = [F]$; dimana $[K]$ adalah matriks kekakuan, $[X]$ adalah deformasi, dan $[F]$ adalah gaya. Matriks kekakuan tiap elemen ditentukan lewat persamaan-persamaan tertentu.

Langkah langkah dalam metode elemen hingga dalam menganalisa suatu struktur adalah sebagai berikut:

- a. Menentukan tipe analisa (*static*, dinamik, modal, *buckling*, *contact*, atau *thermal*)
- b. Menentukan tipe elemen (2D atau 3D)
- c. Menentukan properties material (E, ν, ρ, α , dsb.)
- d. Menentukan nodal nodal pada struktur
- e. Membentuk elemen elemen dengan menyambungkan nodal nodal
- f. Menentukan *boundary condition* dan memberikan beban
- g. Melakukan eksekusi agar memperoleh hasil

h. Menganalisa hasil yang diperoleh (*Displacement, Stress, Strain, Natural Frequency, Temperature*, atau *time history*).

Penyelesaian metode elemen hingga menggunakan matriks. Sarana computer diperlukan untuk menghitung persamaan ini dikarenakan perhitungan dalam metode ini sangatlah banyak dan kompleks. Perhitungan dari seluruh sistem merupakan penyelesaian persamaan serentak yang dinyatakan dalam bentuk matriks (Logan, 2010).

2.6 Optimasi Topologi

Optimasi struktur desain adalah suatu langkah optimasi desain untuk benda padat. Tujuan dilakukan optimasi antara lain untuk:

1. Mengatasi keterbatasan material
2. Mengurangi berat/volume
3. Mendapatkan struktur desain yang *low-cost high performance*

Optimasi topologi merupakan salah satu metode dari optimasi struktur desain untuk benda padat. Optimasi topologi adalah sebuah rekayasa yang digunakan untuk meningkatkan kinerja dari struktur. Metode optimasi topologi dipopulerkan oleh Xie dan Steven di awal 1990-an dan sejak itu metode ini terus berkembang untuk memecahkan berbagai masalah. Metode ini didasarkan pada konsep sederhana dengan secara bertahap mengurangi atau menghapus material yang tidak efisien dari struktur.

Proses optimasi topologi ini akan menghasilkan struktur dengan bentuk geometri dan topologi yang optimal. Secara teoritis metode ini tidak dapat menjamin bahwa prosedur tersebut akan menghasilkan solusi yang terbaik, optimasi topologi ini harus tetap mendapatkan kontrol dari pengguna metode ini. Teknik ini menyediakan fitur yang menarik dalam pemecahan bentuk struktural yang efisien dan tahapan bentuk desain konseptual (Kim dan Weck, 2004).

2.7 Studi Pustaka

2.7.1 *Simulating The Mechanical Behavior of A Rotary Cement Kiln Using Artificial Neural Networks*

Penelitian ini menggunakan pendekatan modern dalam menentukan analisa deformasi struktural dan tekanan pada suatu komponen tahan api dari *rotary kiln* di suatu industri semen. Pendekatan yang diusulkan dibangun berdasarkan simulasi elemen *neuro-finite* yang komprehensif dari *kiln shell*. *Neural Networks* adalah suatu software pemodelan data yang mampu menangkap dan menampilkan hubungan input/output yang rumit. Tujuan pengembangann *neural network technology* bermula dari keinginan untuk mengembangkan sebuah *artificial system* yang dapat mengerjakan “*intelligent*” tasks yang mirip dikerjakan oleh otak manusia. Kekuatan dan keuntungan dari *neural networks* terletak pada kemampuannya untuk menampilkan hubungan linier dan non linier dan dalam kemampuannya untuk mempelajari hubungan secara langsung dari data yang dimodelkan, suatu tugas dengan pemodelan lama yang tidak dapat dicapai, khususnya ketika model tersebut mencapai ke sistem yang sifat non liniernya tinggi.

Tegangan dan deformasi tiga dimensi pada *kiln shell* yang berputar pertama-tama ditentukan untuk sejumlah vektor masukan terbatas dengan menggunakan model elemen hingga yang tervalidasi dari kiln. Data yang dihasilkan kemudian digunakan untuk melatih Multi-Layer Perceptron (MLP) Neural Network yang akan memprediksi dengan cukup akurat nilai tegangan dan deformasi di seluruh bagian kiln untuk setiap vektor masukan yang diberikan.

1. Analisis *kiln shell*

Pemodelan terhadap kiln sell perlu dilakukan dengan tujuan untuk mencerminkan perilaku mekanikal yang sesungguhnya. Sejauh ini metodologi yang digunakan untuk perhitungan tekanan dan deformasi kiln shell, sebagian besar tergantung pada penyederhanaan seperti analisa kiln sebagai komponen statis. Ilustrasi dapat dilihat pada gambar 2.3.

2. FE Modelling

Bagian ini menguraikan pembuatan model FE dan bagaimana kondisi batas dan pembebanannya ditetapkan untuk menentukan distribusi tegangan dan deformasi sepanjang cangkang kiln.

3. Mesh Refinement

Pada bagian ini dilakukan penentuan ukuran dan jumlah optimum elemen dalam arah melingkar dan longitudinal, sejumlah percobaan dilakukan dengan berbagai topologi mesh.. Untuk kiln sampel ini, mesh optimum ditemukan terdiri dari 24 elemen melingkar dan 44 yang longitudinal. Dapat dilihat pada gambar 2.4.

4. Hasil Analisa

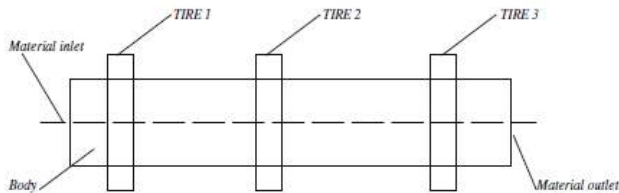
Tegangan maksimum berkembang di suatu tempat antara yang pertama dan yang kedua mendukung dimana cangkang membengkok ke bawah sebesar 2,1 mm. Angka yang sama menunjukkan distribusi tekanan setara Von-Mises pada permukaan dalam refraktori juga. Baju tahan api (*refractory lining*) dan cangkang terlalu banyak stres di wilayah dekat ban. Saat kiln berputar, segmen shell mengalami tegangan variabel yang berosilasi antara minimum dan nilai maksimum. Nilai sebenarnya dari tekanan ini hanya dapat dihitung dengan model FEM 3-D (Pazand et al, 2009).

Tabel 2.3 Spesifikasi umum dari *kiln sample*

Magnitude	Value	Unit
Cold real length	71,5	Meter
Inner diameter	4,8	Meter
Number of tires	3	-
Slop	4	%
Degree of roller	30	degree

Tabel 2.4 Beberapa daerah di sepanjang *kiln*

Region	From (mm)	To (mm)	Sheet Thickness (mm)	Refractory Thickness	Material Load
1	-	1000	28	250	4900
2	1000	2000	28	250	4900
3	2000	5000	28	250	4900
4	5000	6000	28	250	4900
5	6000	7000	28	250	4900
6	7000	8000	28	250	4900
7	8000	10000	50	250	4900
8	10000	10600	65	250	4900
9	10600	11440	65	250	4900



Gambar 2.2 *Schematic of a uniform-section rotary kiln*

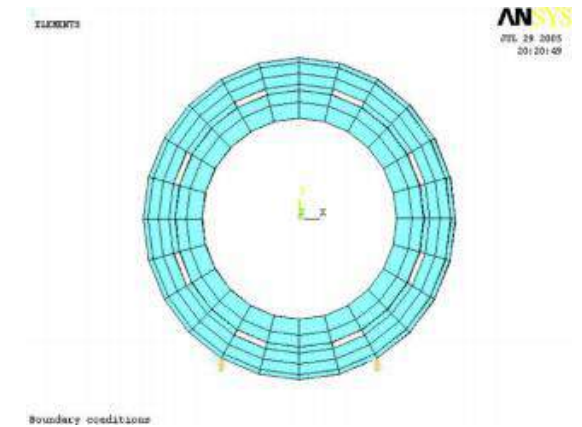


Gambar 2.3 *Model finite element dari shell body*

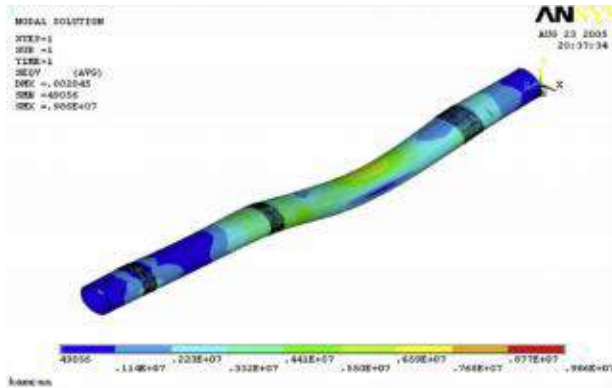
2.7.2 Topological Optimization of Linear Elastic Isotropic Structures Using ANSYS based Optimality Criterion Approach

Pada tahun 2015 Vani Taklikar dan Anadi Misra melakukan penelitian mengenai optimasi topologi yang berjudul “Topological Optimization of Linear Elastic Isotropic Structures Using ANSYS based Optimality Criterion Approach”. Penelitian ini mencakup tentang optimasi topologi dari isotropic linear elastic 2D dari struktur beam dan ring dengan menggunakan software ANSYS.

Tujuan dari optimasi topologi adalah untuk mengetahui struktur terbaik dari desain awal. Kemudian, *optimal solution* akan didapatkan dengan menggunakan ukuran mesh yang lebih baik (Misra dan Taklikar, 2015). Visual dari hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 2.5, 2.6, 2.7 dan 2.8, 2.9, 2.10.



Gambar 2.4 *Boundary condition* untuk FE model



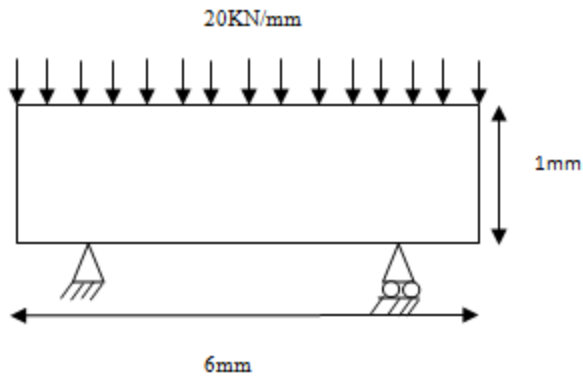
Gambar 2.5 Grafik distribusi tegangan di sepanjang *kiln*

Tabel 2.5 *Material Properties, load used and volume usage fraction for model 1*

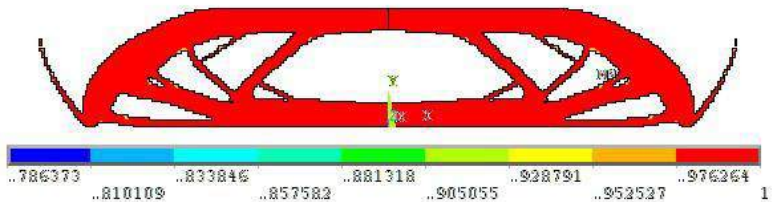
Young's Modulus (E)	Poisson's Ratio (v)	Load (kN/mm)	Volume Usage Fraction	Mesh Size
200	0,29	20	50%	150,50

Tabel 2.6 *Material Properties, load used and volume usage fraction for model 2*

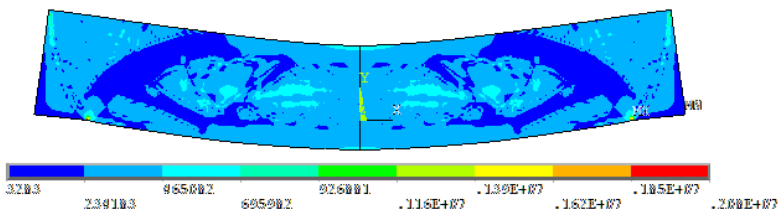
Young's Modulus (E)	Poisson's Ratio (v)	Load (kN/mm)	Volume Usage Fraction	Mesh Size
1000	0,3	1	50%	150,50



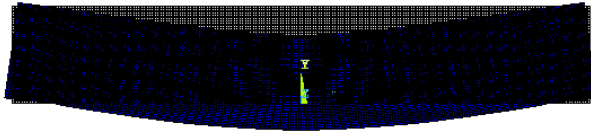
Gambar 2.6 *Geometry and boundary condition*



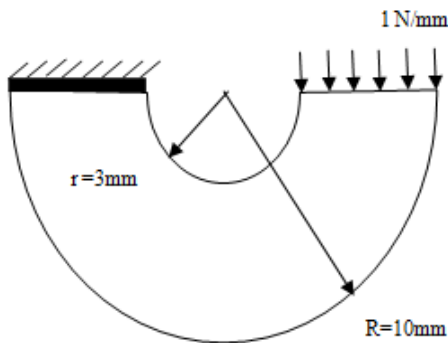
Gambar 2.7 *Optimized structure of overhanging beam with UDL*



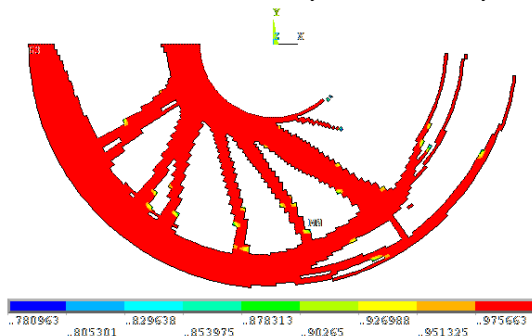
Gambar 2.8 *Von misses stress induce in structure*



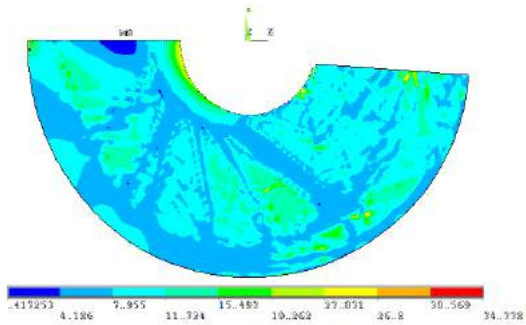
Gambar 2.9 *Deformed and undeformed shape obtainedby OC in ANSYS*



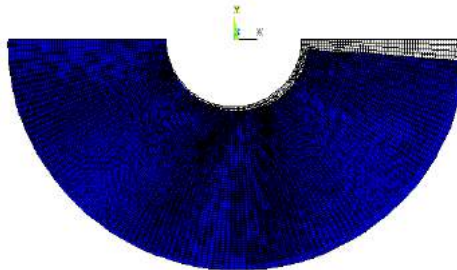
Gambar 2.10 *Geometry and boundary*



Gambar 2.11 *Optimized structure of half condition model 2 ring with UDL*



Gambar 2.12 *Von misses stress*

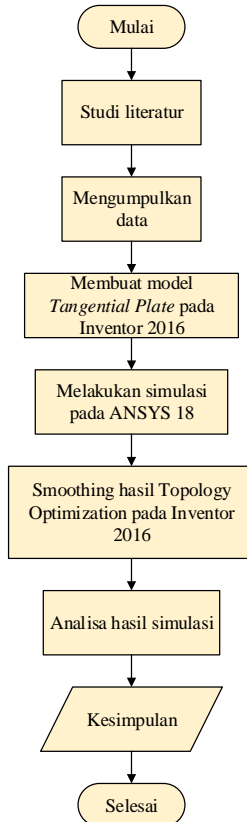


Gambar 2.13 *Deformed and undeformed induced in structure shape obtained by OC in ANSYS*

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Penelitian

Sejumlah tahapan-tahapan disusun agar di dalam penyelesaian tugas akhir ini diperoleh tujuan yang diharapkan. Tahapan-tahapan tersebut ditunjukkan dalam bentuk diagram alir (*flowchart*) seperti pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram alir tugas akhir

Metodologi penyusunan tugas akhir ini dimulai dengan studi literatur mengenai *topology optimization design*, mengumpulkan data dari *journal-journal* dan buku-buku referensi, pembuatan model pada *Inventor*, melakukan simulasi *topology optimization design* pada *ANSYS 18*, melakukan *smoothing model* pada *Inventor*. Tahap terakhir yaitu melakukan simulasi dan analisa pada model yang telah di *smoothing*, lalu membuat kesimpulan.

3.1.1 Studi Literatur dan Data Penelitian

Tahap pertama yang dilakukan adalah studi literatur. Studi literatur dilakukan untuk mengetahui landasan teori yang berhubungan dengan tugas akhir ini. Tahap ini dilakukan sesaat sebelum mengumpulkan data penelitian dari perusahaan dan juga media internet.

Tahap selanjutnya adalah mengumpulkan data-data yang bertujuan untuk menunjang tugas akhir ini. Pengumpulan data dilakukan dengan mencari data-data melalui buku referensi dan jurnal-jurnal. Topik-topik yang dibutuhkan dalam tugas akhir ini yaitu meliputi elemen hingga, pembebanan pada *Spring Plate* dan metode-metode *topology optimization design*.

Untuk melakukan optimasi pada *Spring Plate* yang digunakan *Rotary Kiln* PT. Vale Indonesia Tbk, dibutuhkan data spesifikasi kondisi awal (*existing*) dari motor listrik sebagai penggerak, serta *drive system* dan *Spring Plate* sebagai elemen transmisi, data spesifikasi dapat dilihat pada tabel 3.1, 3.2, 3.3, dan 3.4.

3.1.2 Perancangan

Pada proses awal perancangan dilakukan terlebih dulu analisa terhadap kondisi masing – masing *existing*, hasil dari analisa akan menjadi acuan sejauh mana hasil optimasi yang dilakukan. Pemodelan *Spring Plate* yang akan dianalisa pada model *existing*, lalu dilakukan pengurangan massa hingga didapatkan geometri *Spring Plate* yang paling optimum.

Tabel 3.1 Spesifikasi Motor Listrik *Rotary Kiln* 1 di PT. Vale Indonesia Tbk.

<i>Kiln</i>	Manufaktur	Daya (HP)	Arus (Amper)	Kecepatan Keluaran (RPM)	Service Factor
1	WEG-Motor	400	365	1189	1.15

Tabel. 3.2 Spesifikasi *Gearbox Rotary Kiln* 1 di PT. Vale Indonesia Tbk.

<i>Kiln No.</i>	Manufaktur	Jenis dan Ukuran	Daya (HP)	Rasio	Kecepatan Keluaran (RPM)	Service Factor
1	Falk	2200ZN-S	321	90.34	11.07	1.4

Tabel. 3.3 Spesifikasi *pinion* yang Dimiliki oleh *Kiln* #1 di PT. Vale Indonesia Tbk.

No.	Spesifikasi	<i>Kiln</i> #1
1	Jumlah <i>Pinion</i>	1
2	Jumlah gerigi	19
3	Diameter <i>pitch</i>	0.75
4	Lebar muka gerigi	686 (27")
5	Bentuk muka gerigi	<i>Single Helical</i>
6	Posisi kemiringan gerigi	<i>Left Hand</i>
7	Kekerasan Permukaan gerigi	403-417 BHN
8	Tipe <i>Pillow Block Bearing</i>	<i>Spherical Roller</i>
9	Ukuran & Jenis <i>Bearing</i>	SKF- SDC 16823168-CA

Tabel. 3.4 Spesifikasi *Bullgear* yang Dimiliki oleh *Kiln #1* di PT. Vale Indonesia Tbk.

No.	Spesifikasi	<i>Kiln #1</i>
1	Jumlah <i>Bullgear</i> / <i>Girthgear</i>	1
2	Jumlah gerigi	208
3	Diameter <i>pitch</i>	0.75
4	Lebar muka gerigi	686mm (27")
5	Normal Pressure Angle	25°
6	Bentuk muka gerigi	<i>Single Helical</i>
7	Posisi kemiringan gerigi	<i>Right Hand</i>
8	Kekerasan Permukaan gerigi	258-354 BHN

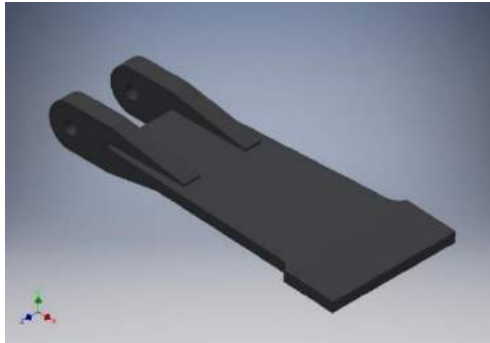
Pada proses awal perancangan dilakukan terlebih dulu analisa terhadap kondisi *existing*, hasil dari analisa akan menjadi acuan sejauh mana hasil optimasi yang dilakukan. Pemodelan *Spring Plate* yang akan dianalisa beban *load* dan kekuatan bending, lalu dilakukan pengurangan masa hingga didapatkan geometri *Spring Plate* yang paling optimum.

3.1.3 Simulasi

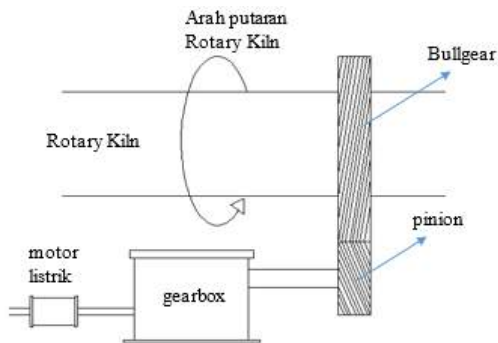
Pengujian yang akan dilakukan dalam penelitian ini adalah simulasi pengujian *topology optimization* yang diawali dengan melakukan analisa pada *existing Spring Plate* yang telah terlebih dahulu dimodelkan pada Inventor 2016, analisa model ini penting untuk dilakukan karena akan digunakan sebagai data acuan untuk komparasi analisa variasi model yang telah ditentukan untuk penelitian ini. Existing *Spring Plate* ditunjukkan pada gambar 3.2.

Analisa yang diterapkan pada model berupa simulasi pengujian *statical structure* pada software ANSYS 18, model hasil dari proses *topology optimization* akan di *smoothing* pada software Inventor 2016, lalu kembali dilakukan simulasi pengujian *statical structure* terhadap model yang telah di *smoothing* pada software ANSYS 18, hasil simulasi pengujian *statical structure* ini akan dibandingkan dengan hasil *statical structure* untuk model *existing*.

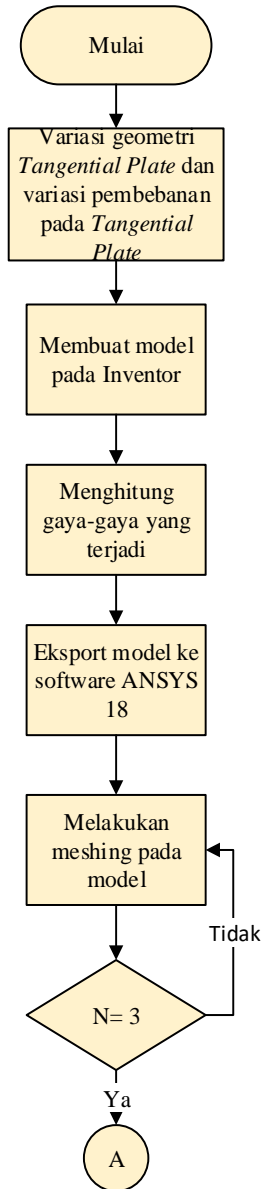
Model yang digunakan adalah model yang memiliki geometri paling optimum berdasarkan hasil pengurangan massa pada optimasi topologi, dengan tujuan untuk mendapatkan pembebanan yang lebih kecil pada *Spring Plate* dibanding nilai pembebanan pada keadaan *existing*. Adapun diagram alir simulasi dapat dilihat pada gambar 3.4.

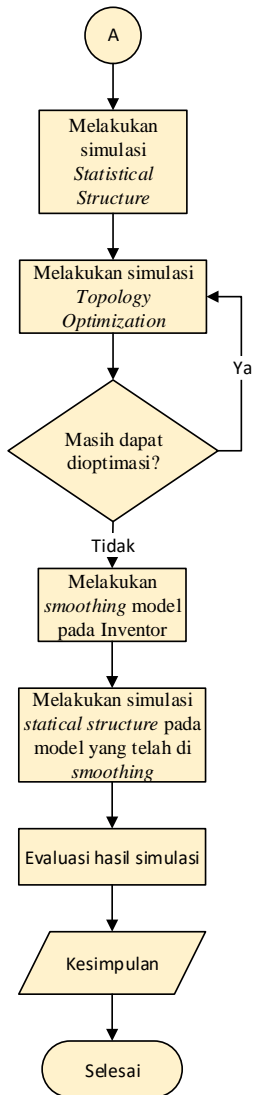


Gambar 3.2 *Existing 1 (Spring Plate)*



Gambar 3.3 Drive System dan *Rotary Kiln*





Gambar 3.4 Diagram alir simulasi

1. Tahap Pertama: Pemodelan

Pembuatan model ini dilakukan untuk *Spring Plate* dari *Rotary Kiln #1* dimana pemodelan dilakukan pada software Inventor 2016.

2. Tahap kedua: *Meshing*

Tahap kedua ini dimulai dengan menghitung gaya – gaya yang terjadi pada *Spring Plate* akibat gaya yang ditimbulkan oleh pasangan *gear*. Untuk melakukan simulasi *statical structure* pada software ANSYS 18 dibutuhkan parameter besarnya *meshing*. Penentuan besarnya *meshing* dilakukan dengan cara melakukan *statical structure* dengan berdasarkan gaya yang telah dihitung sebelumnya, lalu dibandingkan nilai tegangan maksimal yang terjadi untuk masing – masing ukuran *meshing* hingga didapatkan hampir tidak terjadi perubahan antara hasil tegangan maksimum dengan ukuran *meshing* yang ditentukan. Penentuan parameter *meshing* ini dilakukan untuk *Spring Plate* awal pada setiap keadaan existing. Data *meshing* dapat dilihat pada tabel 4.3.

3. Tahap Ketiga: Analisa *Statical Structure*

Tahap ini dilakukan dengan parameter *fine meshing*, material yang digunakan untuk bagian *Spring Plate* adalah ASTM A36 Gr 70. Sesuai dengan tujuan penelitian, maka simulasi dipilih hasil perhitungan tegangan dan deformasi yang terjadi pada *Spring Plate*. Ditentukan bagian *fixed support* pada sisi garis *Spring Plate* yang dilas pada permukaan luar *Kiln Shell*, serta bagian *fixed support* pada bagian yang terpasang pada *Bullgear*. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 4.6.

4. Tahap Keempat: Analisa *Topology Optimization*

Pada tahap ini dilakukan pengurangan massa pada model dengan setingan awal mula-mula sebesar 90%, apabila masih dapat dioptimasi maka akan dilakukan kembali pengurangan massa dengan penambahan persentase pengurangan sebesar 5%, hingga *Spring Plate* tidak dapat dioptimasi lagi, hasil dari analisa *topology optimization* dapat dilihat pada gambar 4.10, 4.12, 4.14, 4.16.

5. Tahap Kelima: *Smoothing* (Pemodelan Kembali)

Pada tahap ini geometri hasil *topology optimization* dihaluskan dengan membuat ulang model pada software Inventor 2018, dengan koordinat acuan geometri berdasarkan pada hasil geometri analisa *topology optimization*. Hasil dari proses *smoothing* dapat dilihat pada gambar 3.5.

6. Tahap Keenam: Analisa *Statical Structur* (model hasil *smoothing*)

Pada tahap ini model hasil *smoothing* dipindahkan ke software ANSYS 18 untuk dilakukan analisa *statical structure*, hasil dari analisa ini akan dibandingkan dengan hasil *statical structure* pada *Spring Plate* awal sebelum dilakukan *topology*. Hasil analisa *statical structure* dapat dilihat pada gambar 3.6(a) dan (b).

3.1.4 Analisa Hasil Simulasi dan Kesimpulan

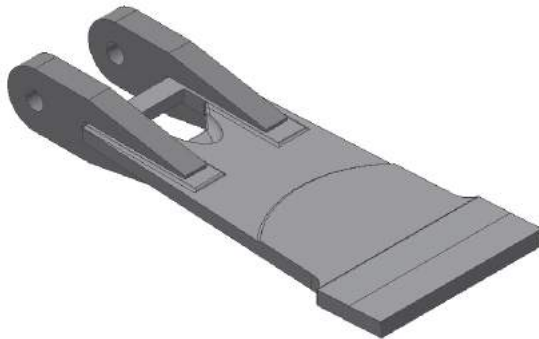
Hasil dari simulasi yang telah dilakukan kemudian dianalisa, Hasil tersebut berupa deformasi dan tegangan maksimum (Von Misses) yang terjadi pada *Spring Plate*. Nilai deformasi dan tegangan yang didapatkan dari simulasi akan dibandingkan dengan nilai deformasi dan tegangan pada *Spring Plate* dengan kondisi *existing* masing-masing variasi pengurangan massa dan ketebalan benda, sehingga akan menjadi batasan seberapa jauh optimasi yang

terjadi pada *Spring Plate* dengan geometri yang dibentuk oleh proses *topology optimization*.

Dengan diperolehnya nilai deformasi dan tegangan pada setiap persentase pengurangan massa *Spring Plate*, maka dapat dibentuk grafik fungsi hubungan antara persentase pengurangan masa dengan deformasi dan hubungan antara persentase pengurangan massa dengan tegangan, yang dapat dilihat pada gambar 4.22 dan 4.24.

3.2 Evaluasi Hasil

Dari grafik deformasi terhadap pengurangan massa *Spring Plate* dan tegangan terhadap pengurangan massa *Spring Plate* dapat ditarik kesimpulan pada batas persentase pengurangan massa manakah yang akan menghasilkan pengurangan massa paling optimum dari *Spring Plate*, dengan geometri paling optimum sehingga tegangan yang terjadi pada *Spring Plate* lebih kecil dari keadaan *existing*.



Gambar 3.5 Hasil *Smoothing*

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Verifikasi

Pada tahap ini dilakukan validasi model *Spring Plate* antara nilai tegangan yang diperoleh dari hasil simulasi *static structural* maupun hasil *hand calculation*. Untuk mempermudah analisa perhitungan, digunakan profil model *Spring Plate* yang lebih sederhana dengan tujuan agar analisa dapat fokus pada daerah *tangent point*, yang mana daerah ini merupakan titik awal *Spring Plate* mengalami kontak dengan *Kiln Shell*. Untuk profil model sederhana dari *Spring Plate* dapat dilihat pada gambar 4.1 dan 4.2. Setelah didapatkan bahwa nilai tegangan maksimum valid, maka kemudian dilakukan simulasi *static structural* pada *Spring Plate* dengan menggunakan *profil full model*. Untuk profil *full model* dari *Spring Plate* dapat dilihat pada gambar 4.5.

4.1.1 Hand Calculation

Langkah awal yang dilakukan sebelum melakukan simulasi yaitu melakukan verifikasi melalui *hand calculation* dengan menghitung tegangan maksimum yang terjadi pada *existing model* dengan rumus:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4.1)$$

Hasil perhitungan diharapkan menjadi pendukung dalam kebenaran nilai yang tercantum pada simulasi di software elemen hingga. Berikut *hand calculation* untuk nilai gaya dan tegangan yang terjadi di *Spring Plate* pada *tangent area*. Data yang diketahui yaitu spesifikasi roda gigi serta dimensi roda gigi dan *Spring Plate*. Selanjutnya dilakukan perhitungan gaya yang terjadi pada *Spring Plate* di *tangent area*. Perhitungan dilakukan dengan data pada tabel 4.1.

Karena pada *helical gear* terjadi reaksi gaya F_t , F_r , dan F_{thrust} , maka nilai torsi diatas dapat dijadikan acuan untuk

mendapatkan nilai reaksi gaya pada *Bullgear*. Sehingga, dari rumus torsi didapat gaya F_t :

$$T = r \times F \quad (4.3)$$

$$F = \frac{T}{r} \quad (4.4)$$

$$F = \frac{2.373.412 \text{ Nm}}{3,28 \text{ m}}$$

$$F = F_t = 723.601 \text{ N}$$

Tabel 4.1 Data yang diketahui untuk mencari nilai gaya pada masing-masing *Spring Plate*

No	Keterangan	Ukuran
1.	Torsi motor	2.395 Nm
2.	Torsi <i>Bullgear</i>	2.368.465 Nm
3.	Diameter <i>Bullgear</i>	6,56 m
4.	Diameter pinion	0,75 m
5.	Jarak dari <i>outside</i> diameter <i>Bullgear</i> ke c.g (e)	3,28 m
6.	Jarak dari <i>outside</i> diameter <i>Bullgear</i> ke tangent point (r)	2,78 m
6.	Sudut normal (ϕ)	25
7.	Sudut helix (ψ)	20

dengan r adalah jarak dari *outside* diameter *Bullgear* ke *center of gravity*. Kemudian, karena besar nilai F_t sudah diketahui, maka nilai F_r dan F_{thrust} didapatkan dengan rumus berikut:

$$F_r = F_t \tan \phi \quad (4.5)$$

$$F_r = 3.802.796,359 \text{ kN.m (tan 25)}$$

$$F_r = 337.420,69 \text{ N}$$

$$F_{thrust} = F_t \tan \psi$$

$$F_{thrust} = 723.601(\tan 20)$$

$$F_{thrust} = 263.369,23 \text{ N}$$

Kemudian diketahui bahwa konstruksi *Rotary Kiln* memiliki 18 buah *Spring Plate* yang terpasang diantara *Bullgear* dan *Kiln*

$$F_t \text{ pada } \textit{tangent area} = \frac{F_{t_{total}} e r_1}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_{18}^2} \quad (4.6)$$

Ft_{total} = besarnya gaya tangensial yang muncul akibat aksi reaksi pertemuan roda gigi pinion dan *Bullgear*.

r_1, r_2, \dots, r_{18} = besarnya jarak dari *outside* diameter *Bullgear* ke *tangent point* masing - masing *Spring Plate*.



Sehingga nilai F_t pada masing-masing *Spring Plate*,

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \dots = F_{t_{18}} = \frac{(723.601 \text{ N})(3,28 \text{ m})(2,78 \text{ m})}{2,78^2 + 2,78^2 + \dots + 2,78^2}$$

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \dots = F_{t_{18}} = 47.430 \text{ N}$$

Kemudian untuk nilai F_r pada masing-masing *Spring Plate* adalah sebagai berikut:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = \dots = F_{r_{18}} = \frac{F_{r_{total}}}{n}$$

Dimana:

$F_{r_1} = F_{r_2} = \dots = F_{r_{18}}$ = besarnya gaya radial (F_r) pada masing-masing *Spring Plat*.

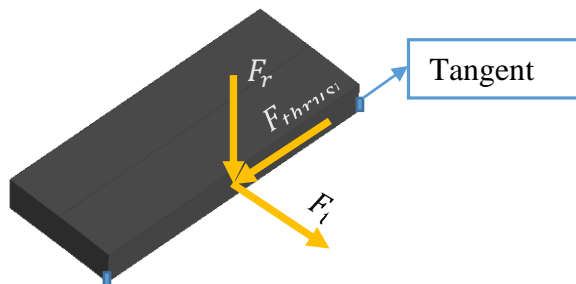
$F_{r_{total}}$ = besarnya gaya radial (F_r) yang muncul akibat aksi reaksi pertemuan roda gigi pinion dan *Bullgear*.

n = jumlah *Spring Plate* yang terpasang pada *Bullgear*

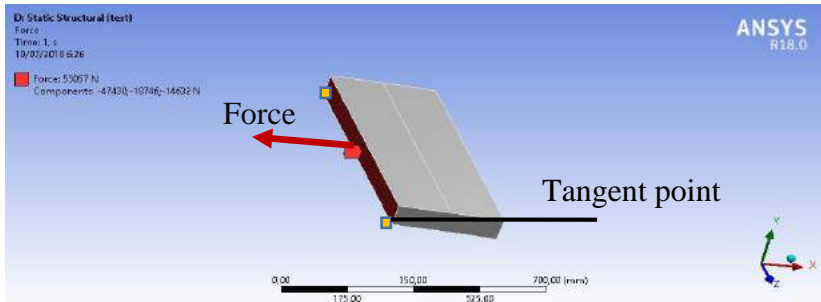
Sehingga nilai F_r pada masing-masing *Spring Plate*,

$$F_{r_1} = F_{r_2} = \dots = F_{r_{18}} = \frac{337.420,69 \text{ N}}{18}$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = \dots = F_{r_{18}} = 18.745,59 \text{ N}$$



Gambar 4.2 FBD pada simple model yang digunakan untuk tahap validasi



Gambar 4.3 Pemberian gaya untuk tahap validasi pada Ansys 18 dengan menggunakan model sederhana

Untuk besarnya F_{thrust} pada masing-masing *Spring Plate* adalah sebagai berikut:

$$F_{thrust\ 1} = F_{thrust\ 2} = \dots = F_{thrust\ 18} = \frac{F_{thrust\ total}}{n} \quad (4.8)$$

Dimana:

$F_{thrust\ 1} = \dots = F_{thrust\ 18}$ = besarnya gaya *thrust* pada masing-masing *Spring Plate*.

$F_{thrust\ total}$ = besarnya gaya *thrust* yang muncul akibat pertemuan roda gigi pinion dan *Bullgear*.

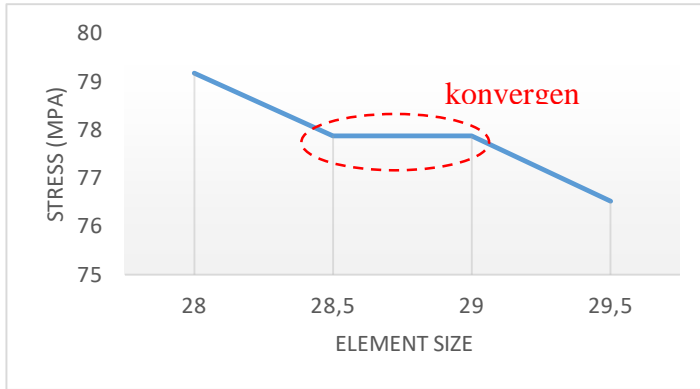
n = jumlah *Spring Plate* yang terpasang pada *Bullgear*.

Sehingga, nilai F_{thrust} pada masing-masing *Spring Plate*:

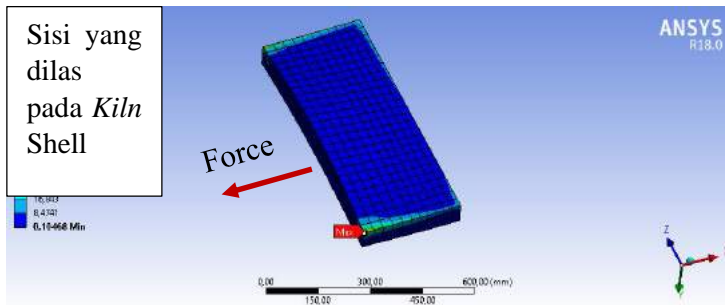
$$F_{thrust\ 1} = F_{thrust\ 2} = \dots = F_{thrust\ 18} = \frac{263.369,23\ N}{18}$$

$$F_{thrust\ 1} = F_{thrust\ 2} = \dots = F_{thrust\ 18} = 14.631,62\ N$$

$$\sigma_x = \frac{F_t}{A} = \frac{47.430\ N}{0,05\ m} = 0,95\ MPa$$



Gambar 4.4 Grafik tes konvergensi pada model sederhana



Gambar 4.5 Hasil Maximum Equivalent Stress pada software

$$\sigma_y = \frac{Mc}{I} = \frac{F_r r c}{I} = \frac{(18.745,59N)(3,78m)(0,03175m)}{\frac{(0,299 m)(0,762)^3}{12}} = 0,20 MPa$$

$$\sigma_z = \frac{Mc}{I} = \frac{F_{thrust} r c}{I} = \frac{(14.631,62N)(2,76m)(0,03175m)}{\frac{(0,762 m)(0,0635)^3}{12}} = 78,85 MPa$$

Kemudian, dari nilai gaya yang ada maka akan diketahui nilai tegangan maksimum yang terjadi pada *Spring Plate*. Berikut merupakan perhitungan tegangan maksimum dengan menggunakan analisa tegangan 3 dimensi:

$$A = \sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 \quad (4.9)$$

Dimana:

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (4.10)$$

$$I_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \quad (4.11)$$

$$I_3 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 \quad (4.12)$$

Tiga akar dari persamaan diatas merupakan tegangan – tegangan prinsipalnya.

σ_1 = tegangan prinsipal 1 = tegangan normal maksimum

σ_2 = tegangan prinsipal 2

σ_3 = tegangan prinsipal 3 = tegangan normal minimum

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ adalah tegangan – tegangan normal, tegak lurus pada bidang x, bidang y, dan bidang z.

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ adalah tegangan – tegangan geser, berhimpit pada bidang x, bidang y, dan bidang z.

Sehingga, nilai tegangan maksimum pada Spring Plate dapat dituliskan dengan perhitungan sebagai berikut:

$$I_1 = 80$$

$$I_2 = 83,41$$

$$I_3 = -472,2$$

$$\sigma_1 = 78,87 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = 3,08 \text{ MPa}$$

Teori kegagalan oleh Von Misses:

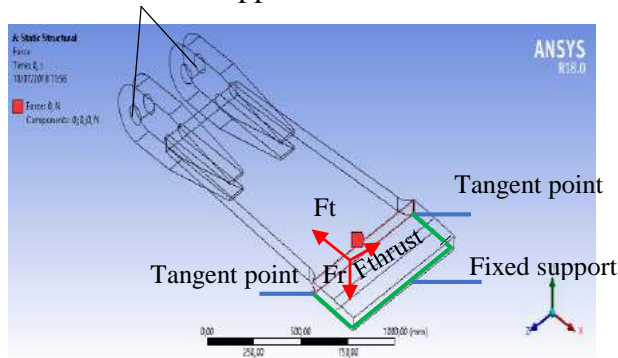
$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)} > \frac{S_y}{SF} \\ &= \sqrt{(78,87^2 + 3,08^2 - (78,87)(3,08))} > \frac{250}{1,25} \\ &= 77,38 \text{ MPa} > \\ &200 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Sehingga Spring Plate dinyatakan aman apabila dikenai gaya sebesar 53.057 N.

Tabel 4.2 Hasil validasi tegangan untuk model sederhana pada software

Simple Model	
Element Size (mm)	Maximum Stress (Mpa)
25	82,858
25,5	81,623
26	81,623
26,5	80,425
27	80,425
27,5	79,178
28	79,178
28,5	77,88
29	77,88
29,5	76,527
30	75,429

Frictionless support



Gambar 4.6 Simulasi *Static Structure* pada *full model*

4.1.2 Simulasi *Static Structure*

Pada proses validasi, hasil simulasi *static structural* pada ANSYS 18 diharapkan akan bernilai tidak jauh berbeda dari hasil *hand calculation*. Simulasi *static structure* pada proses validasi ini menggunakan *mesh adaptive* dengan variasi *element size*. *Meshing adaptive* memiliki karakteristik penyesuaian yang baik pada benda ketika terdapat ukuran dimensi yang sangat kecil maupun besar. Simulasi *static structure* dengan *mesh adaptive* dipilih karena pada proses topologi terdapat bagian yang sangat kecil dan kompleks. Sehingga dengan keterbatasan komputer penulis, digunakan *mesh adaptive*. Simulasi dapat dilihat pada Gambar 4.2 dan Tabel 4.2 yang menunjukkan nilai tegangan maksimum masing-masing *element size*.

4.1.3 Pembahasan

Tahap selanjutnya yaitu membandingkan nilai tegangan maksimum dari *hand calculation* dengan hasil dari simulasi *static structure*. Dari gambar 4.3 diketahui bahwa data konvergen pada 28,5 mm dan 29 mm *element size* dengan nilai tegangan maksimum sebesar 77,88 MPa, sedangkan pada *hand calculation* didapatkan nilai tegangan maksimum sebesar 77,38 MPa. Apabila dibandingkan, terdapat perbedaan nilai sebesar 0,50

MPa, namun demikian hasil *hand calculation* dan simulasi tidak terpaut rentang nilai yang terlalu jauh. Sehingga, hasil dari kedua nilai tersebut bisa diterima.

Untuk posisi tegangan maksimum pada simulasi terjadi di daerah ujung *fixed support* yaitu daerah yang mendapatkan perlakuan pengelasan yang ditunjukkan pada Gambar 4.4, dimana daerah tersebut sesuai dengan lokasi tegangan maksimum terbesar pada hasil *hand calculation* yaitu pada *tangent point*. Sehingga didapatkan nilai tegangan maksimum hasil simulasi sebesar 77,88 MPa. Pada simulasi ini digunakan *meshing adaptive* dengan melakukan kontrol pada *element size*.

4.2 Hasil dan Pembahasan Simulasi *Statical Structure* pada Profil *Full Model*

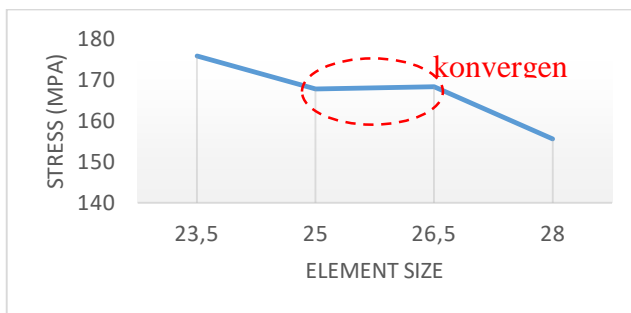
Desain awal *Spring Plate* disimulasikan dengan mengaplikasikan gaya sebesar 53.057 N yang berasal dari transmisi gaya oleh sistem transmisi *Rotary Kiln* itu sendiri. Gaya dipusatkan pada *Spring Plate* pada bagian *tangent area* yaitu bagian yang merupakan sisi kontak *Spring Plate* dengan *Kiln Shell*. Simulasi dilakukan dengan menggunakan profil *full model* serta mengaplikasikan *frictionless support* pada bagian *Spring Plate* yang tersambung pada *Bullgear* dan *fixed support* pada bagian *Spring Plate* yang dilas di sisi *Kiln Shell*.

Hasil simulasi *static structural* pada *existing model* dapat dilihat pada tabel 4.3, yang menampilkan nilai tegangan maksimum dan total deformasi dengan beberapa *element size*. Dari tabel 4.3 dapat diketahui bahwa nilai tegangan maksimum konvergen di saat proses *meshing* menggunakan *element size* sebesar 25 mm dan 26,5 mm. Secara berurutan, kedua *element size* tersebut menghasilkan nilai tegangan maksimum sebesar 167,76 MPa dan 168, 33 MPa. Dengan demikian, dipilih *element size* sebesar 26,5 mm untuk melakukan tahap simulasi berikutnya yaitu optimasi topologi dan simulasi *static structural* setelah *Spring Plate* mengalami redesain. Adapun gambar 4.6 menampilkan

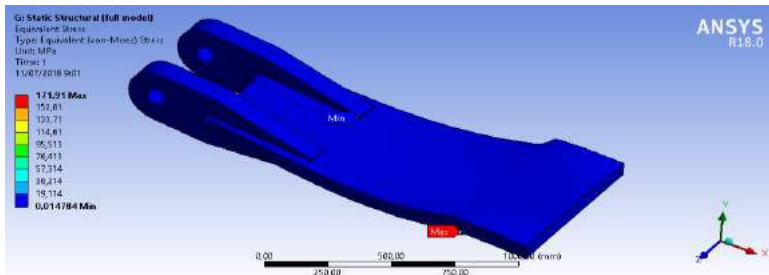
Spring Plate full model beserta constraints yang diberikan pada benda yaitu fixed support untuk bagian pengelasan dan frictionless support pada *Fork Hole*. Sedangkan gambar 4.7 menampilkan grafik kenvergensi, gambar 4.8 menampilkan tegangan maksimum hasil simulasi, dan gambar 4.9 menampilkan deformasi total hasil simulasi. Dari gambar 4.8 dapat dilihat bahwa tegangan maksimum terjadi di titik pengelasan, sedangkan dari gambar 4.9 diketahui bahwa deformasi total yang ditunjukkan dengan area warna merah berada di daerah tengah *Leaf Spring*. Hal ini terjadi karena ketika suatu material diberi gaya yang menimbulkan tegangan

Tabel 4.3 Hasil Simulasi *Statical Structural Full Model*

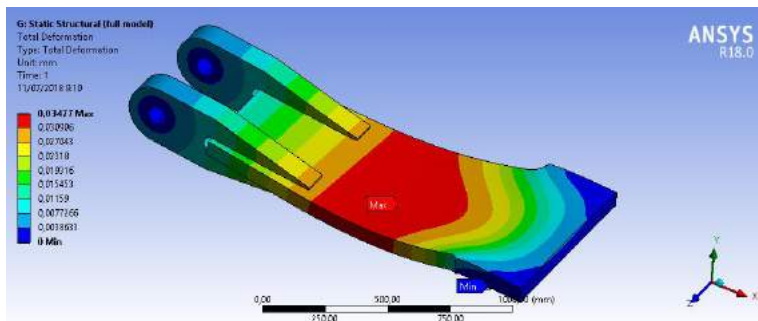
Full Model		
Element Model (mm)	Maximum Stress (Mpa)	Maximum Total Deformation (mm)
23,5	175,82	3,48E-02
25	167,76	3,46E-02
26,5	168,33	3,48E-02
28	155,62	3,47E-02
29,5	140,87	3,44E-02
30	132,15	3,41E-02
Tensile Yield Strength ASTM A 36		250 MPa



Gambar 4.7 Grafik Hasil Simulasi *Statical Structural Full Model*



Gambar 4.8 Tegangan maksimum pada *full model*



Gambar 4.9 Total deformasi pada *full model*

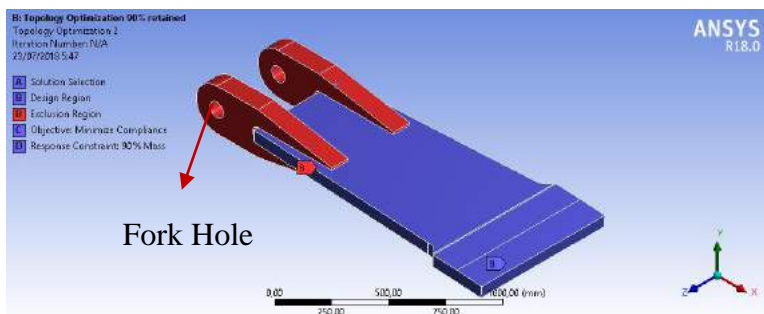
4.3 Optimasi Topologi

Optimasi topologi dilakukan dengan mempertahankan variasi massa benda sebesar 90%, 85%, 80%, dan 75%. Dalam proses topologi diaplikasikan pengaturan di software bahwa *design region* atau bagian yang akan dioptimasi hanya pada bagian *Leaf Spring* saja, sedangkan bagian *Fork* tidak akan dilakukan optimasi karena bagian *Fork Hole* merupakan lokasi sambungan pin yang dianggap kuat. Sehingga, oleh karena itu *Fork* merupakan bagian *exclusion region* atau dengan kata lain adalah bagian yang dipertahankan. Definisi *design region* dan *exclusion region* dapat dilihat pada gambar 4.10.

Setelah dilakukan optimasi topologi maka profil benda akan berubah. Perubahan profil ini tergantung pada variasi masing-masing *mass retained* dan *constraints* yang diaplikasikan pada software. Adapun hasil topologi terjadi pada daerah yang memiliki nilai tegangan maksimum kecil. Hal tersebut bertujuan untuk menghindari kerusakan material. Pada umumnya, hasil optimasi topologi pada software ini berupa profil benda yang masih kasar sehingga diperlukan *smoothing* untuk mendapatkan profil benda yang lebih halus, sehingga tidak mengakibatkan nilai tegangan yang besar. Pada proses optimasi topologi didapatkan hasil simulasi dari software berupa *final volume* dan *final mass* dari benda yang disimulasikan.

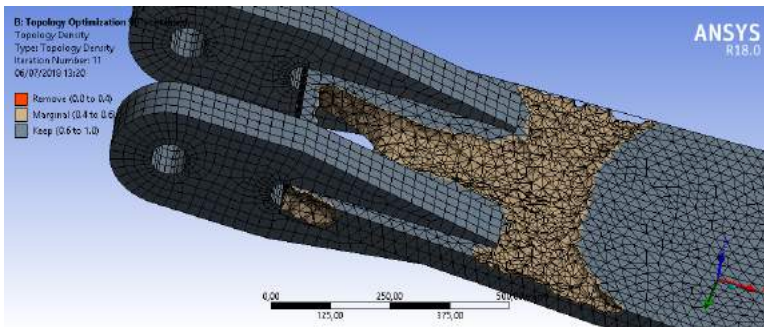
4.3.1 Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan *Smoothing* untuk Variasi 90% *Mass Retained*

Hasil simulasi benda yang dioptimasi dengan variasi 90% *mass retained* dapat dilihat pada gambar 4.10. Terlihat bahwa profil benda masih cukup kasar, hal ini kurang baik karena akan menimbulkan tegangan yang relatif tinggi apabila dibandingkan dengan benda yang memiliki profil permukaan yang halus, selain itu benda akan mengalami kesulitan apabila dilakukan proses

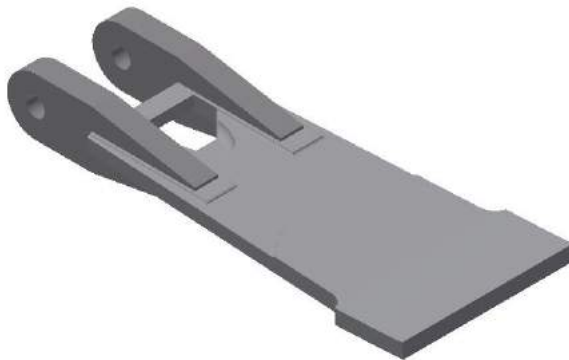


Gambar 4.10 Definisi bagian *design region* dan *exclusion region* pada benda yang akan dioptimasi

Manufacturing. Hasil dari proses *smoothing* dapat dilihat pada gambar 4.11. Hasil topologi berada di daerah *design region* yang memiliki nilai tegangan maksimum yang kecil. Adapun gambar *smoothing* ditunjukkan pada gambar 4.12. Pada proses ini didapatkan benda yang mula-mula memiliki massa 687,81 kg, berkurang massanya menjadi 637,77 kg. Hal ini berarti terdapat pengurangan massa benda sebesar 50,04 kg.



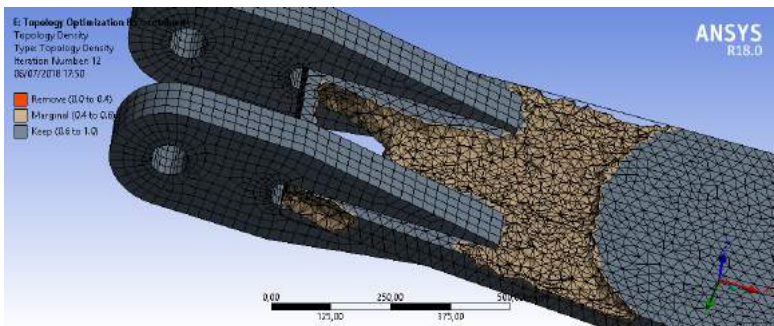
Gambar 4.11 Hasil optimasi topologi dengan variasi 90% *mass retained*



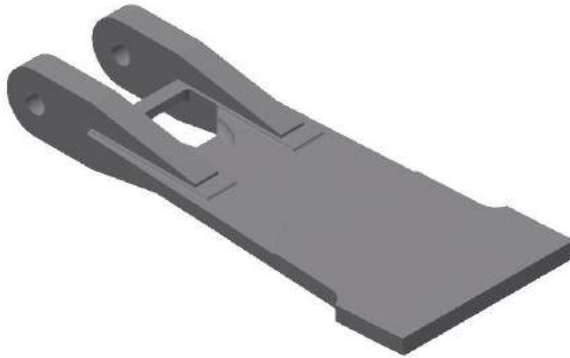
Gambar 4.12 Hasil *smoothing* pada benda dengan variasi 90% *mass retained*

4.3.2 Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan *Smoothing* untuk Variasi 85% *Mass Retained*

Hasil simulasi benda yang dioptimasi dengan variasi 85% *mass retained* dapat dilihat pada gambar 4.13. Terlihat bahwa profil benda masih cukup kasar, hal ini kurang baik karena akan menimbulkan tegangan yang relatif tinggi apabila dibandingkan dengan benda yang memiliki profil permukaan yang halus, selain itu benda akan mengalami kesulitan apabila dilakukan proses manufaktur. Hasil dari proses *smoothing* dapat dilihat pada gambar 4.14. Hasil topologi berada di daerah *design region* yang memiliki nilai tegangan maksimum yang kecil. Hal ini bertujuan untuk menghindarkan benda dari kegagalan material. Pada proses ini didapatkan benda yang mula-mula memiliki massa 687,81 kg, berkurang massanya menjadi 612,29 kg. Hal ini berarti terdapat pengurangan massa benda sebesar 75,52 kg.



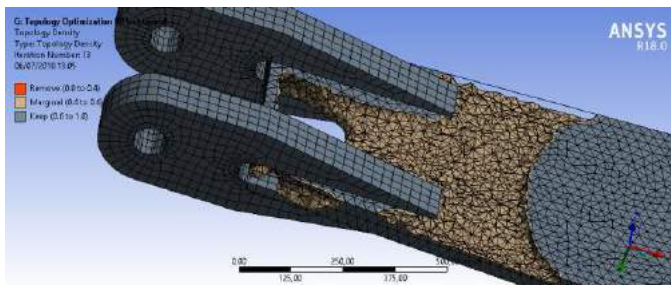
Gambar 4.13 Hasil optimasi topologi dengan variasi 85% *mass retained*



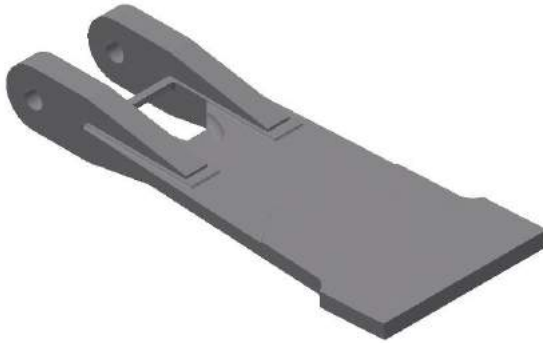
Gambar 4.14 Hasil *smoothing* pada benda dengan variasi 85% *mass retained*

4.3.3 Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan *Smoothing* untuk Variasi 80% *Mass Retained*

Hasil simulasi benda yang dioptimasi dengan variasi 80% *mass retained* dapat dilihat pada gambar 4.15. Terlihat bahwa profil benda masih cukup kasar, hal ini kurang baik karena akan menimbulkan tegangan yang relatif tinggi apabila dibandingkan dengan benda yang memiliki profil permukaan yang halus, selain itu benda akan mengalami kesulitan apabila dilakukan proses manufaktur, oleh sebab itu proses *smoothing* perlu untuk dilakukan



Gambar 4.15 Hasil optimasi topologi dengan variasi 80% *mass retained*

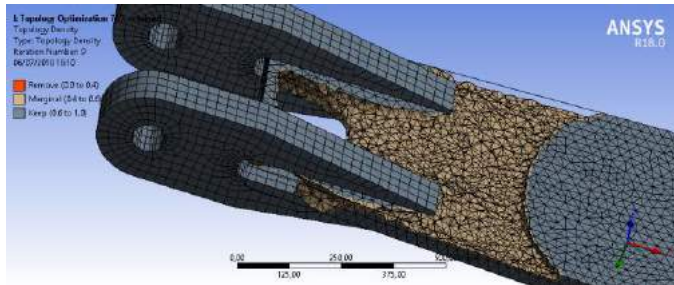


Gambar 4.16 Hasil *smoothing* pada benda dengan variasi 80% *mass retained*

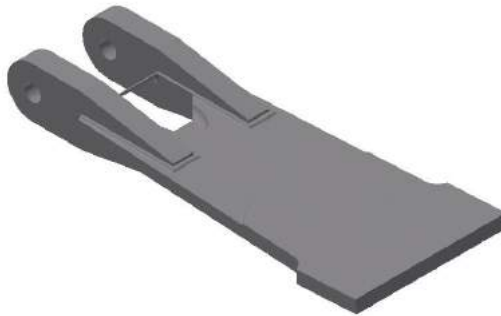
Hasil dari proses *smoothing* dapat dilihat pada gambar 4.16. Hasil topologi berada di daerah *design region* yang memiliki nilai tegangan maksimum yang kecil. Hal ini bertujuan untuk menghindarkan benda dari kegagalan material. Pada proses ini didapatkan benda yang mula-mula memiliki massa 687,81 kg, berkurang massanya menjadi 584,23 kg. Hal ini berarti terdapat pengurangan massa benda sebesar 103,58 kg.

4.3.3 Hasil Simulasi Optimasi Topologi dan *Smoothing* untuk Variasi 75% *Mass Retained*

Hasil simulasi benda yang dioptimasi dengan variasi 75% *mass retained* dapat dilihat pada gambar 4.17. Terlihat bahwa profil benda masih cukup kasar, hal ini kurang baik karena akan menimbulkan tegangan yang relatif tinggi apabila dibandingkan dengan benda yang memiliki profil permukaan yang halus, selain itu benda akan mengalami kesulitan apabila dilakukan proses manufaktur, oleh sebab itu proses *smoothing* perlu untuk dilakukan. Hasil dari proses *smoothing* dapat dilihat pada gambar 4.18



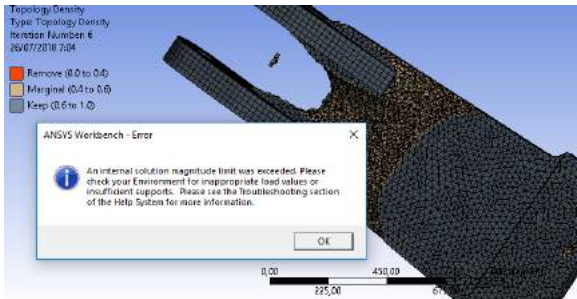
Gambar 4.17 Hasil optimasi topologi dengan variasi 75% *mass retained*



Gambar 4.18 Hasil *smoothing* pada benda dengan variasi 75% *mass retained*

Hasil topologi berada di daerah *design region* yang memiliki nilai tegangan maksimum yang kecil. Hal ini bertujuan untuk menghindarkan benda dari kegagalan material. Pada proses ini didapatkan benda yang mula-mula memiliki massa 687,81 kg, berkurang massanya menjadi 557,47 kg. Hal ini berarti terdapat pengurangan massa benda sebesar 130,34 kg.

Adapun optimasi topologi dengan variasi 75% *mass retained* merupakan batas terakhir dari hasil optimasi topologi. Hal ini dikarenakan software sudah tidak dapat memberikan solusi untuk hasil topologi, karena apabila dilanjutkan melakukan proses topologi dengan melakukan penambahan variasi *mass retained*,



Gambar 4.19 Error pada optimasi topologi untuk variasi 70% *mass retained*

maka akan terjadi kegagalan material pada benda. Penjelasan ini dapat dilihat pada gambar 4.19.

4.4 Hasil Simulasi *Static Structural* pada Model *Smoothing*

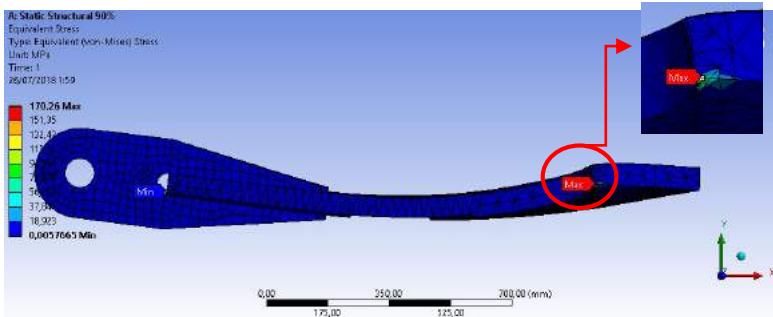
Setelah didapatkan model optimasi topologi dan *smoothing*, lalu pada proses ini dilakukan simulasi *static structural* pada model *smoothing* yang bertujuan untuk mengetahui tegangan maksimum dan deformasi total pada masing-masing variasi. Hal ini kemudian akan dijadikan pertimbangan dalam pemilihan satu desain terbaik dari keempat desain yang ada.

4.4.1 Hasil Simulasi *Static Structural* pada Model *Smoothing* untuk Variasi 90% *Mass Retained*

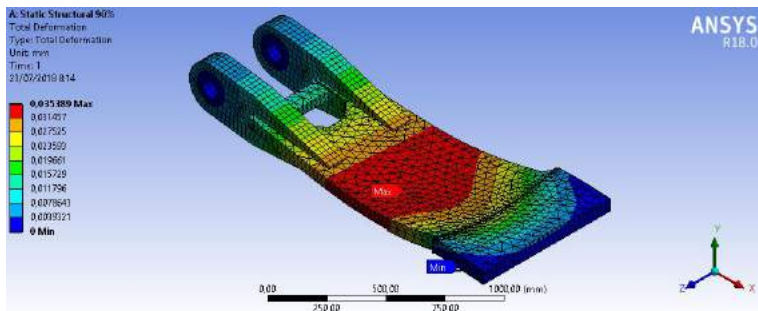
Untuk desain dengan 90% *retained mass*, memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 170,26 MPa, diketahui bahwa nilai tersebut tidak memiliki perbedaan yang signifikan apabila dibandingkan dengan nilai tegangan maksimum *existing model*, yaitu 168,33 MPa. Perbedaan yang tidak signifikan ini dapat terjadi akibat model yang dilakukan pada proses *smoothing*. Untuk hasil simulasi tegangan maksimum dapat dilihat pada gambar 4.20(a), terlihat bahwa nilai tegangan maksimum terletak pada lokasi *tangent point*. Hal ini terjadi akibat pengaruh *constraints* yang ditetapkan pada benda. Pada bagian sisi lebar *Spring Plate* yang tersambung pada *Kiln Shell* ditetapkan sebagai *fixed support*, sehingga ketika benda

dikenai gaya tarik pada sisi lebar yang lain, maka tegangan akan bekerja paling besar di lokasi yang berperan untuk menahan sambungan, sehingga hasil simulasi sudah sesuai dengan teori yang ada. Namun demikian, nilai tegangan maksimum masih berada dibawah nilai tegangan izin sebesar 200 MPa, sehingga benda aman digunakan.

Model *smoothing* dengan variasi 90% *mass retained* ini memiliki nilai total deformasi sebesar 3,54E-02 mm, nilai tersebut masih



(a)



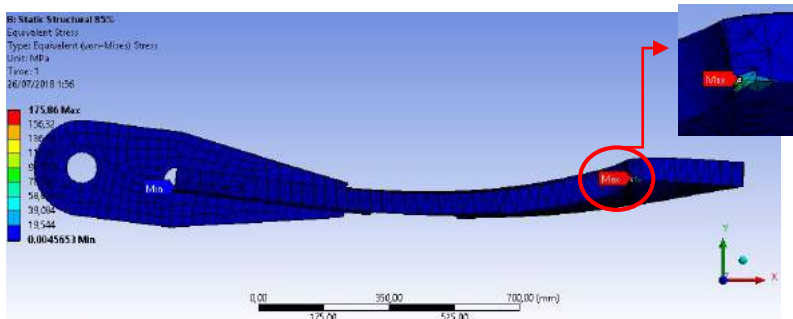
(b)

Gambar 4.20 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model *smoothing* dengan variasi 90% *mass retained*

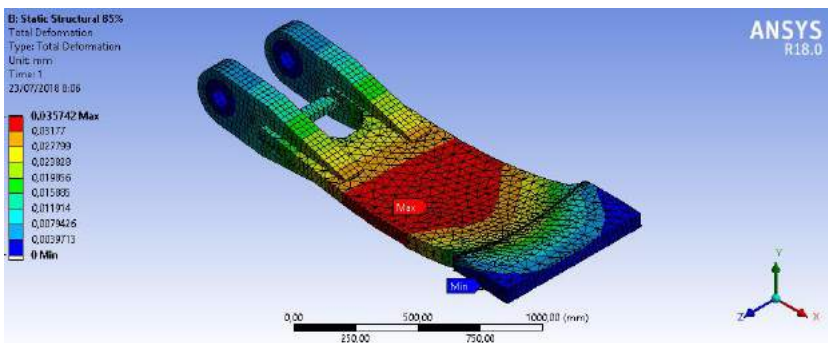
berada jauh di bawah standar defleksi sebesar 33 mm. Pada gambar 4.20(b) terlihat bahwa bagian Spring Plate yang mengalami deformasi terbesar berada pada daerah tengah *Spring Plate*, yaitu daerah yang menunjukkan warna merah. Hal ini terjadi karena ketika sisi lebar *Spring Plate* merupakan *fixed support* dan sisi lebar lainnya dikenai gaya tarik, maka yang terjadi adalah daerah deformasi yang berada pada bagian tengah *Spring Plate*, sehingga hasil dari simulasi tersebut sudah sesuai dengan teori yang ada. Hasil dari simulasi *static structural* juga dapat dilihat pada tabel 4.4.

4.4.2 Hasil Simulasi *Static Structural* pada Model *Smoothing* untuk Variasi 85% *Mass Retained*

Untuk desain dengan 85% *retained mass*, memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 175,86 MPa, diketahui bahwa nilai tersebut tidak memiliki perbedaan yang signifikan apabila dibandingkan dengan nilai tegangan maksimum *existing model*, yaitu 168,33 MPa. Perbedaan nilai tegangan maksimum tersebut tidak signifikan, hal ini terjadi karena proses *smoothing* pada benda sudah cukup baik sehingga sudah tidak terdapat hasil desain dengan bentuk yang kasar dan tajam akibat proses topologi. Untuk hasil simulasi tegangan maksimum dapat dilihat pada gambar 4.21(a), terlihat bahwa nilai tegangan maksimum terletak pada lokasi *tangent point*. Hal ini terjadi akibat pengaruh *constraints* yang ditetapkan pada benda. Pada bagian sisi lebar *Spring Plate* yang tersambung pada *Kiln Shell* ditetapkan sebagai *fixed support*, sehingga ketika benda dikenai gaya tarik pada sisi lebar yang lain, maka tegangan akan bekerja paling besar di lokasi yang berperan untuk menahan sambungan, sehingga hasil simulasi sudah sesuai dengan teori yang ada. Namun demikian, nilai tegangan maksimum masih berada dibawah nilai tegangan izin sebesar 200 MPa, sehingga benda aman digunakan. Model *smoothing* dengan variasi 85% *mass retained* ini memiliki nilai total deformasi sebesar 3,59E-02 mm, nilai tersebut masih berada jauh di bawah standar defleksi sebesar 33 mm. Pada gambar 4.21(b) terlihat bahwa bagian Spring Plate yang mengalami



(a)



(b)

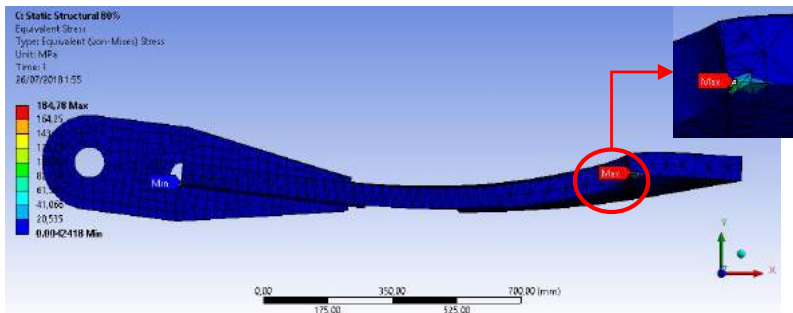
Gambar 4.21 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model *smoothing* dengan variasi 85% *mass retained*

deformasi terbesar berada pada daerah tengah *Spring Plate*, yaitu daerah yang menunjukkan warna merah. Hal ini terjadi karena ketika sisi lebar *Spring Plate* merupakan *fixed support* dan sisi lebar lainnya dikenai gaya tarik, maka yang terjadi adalah daerah deformasi yang berada pada bagian tengah *Spring Plate*, sehingga hasil dari simulasi tersebut sudah sesuai dengan teori yang ada.

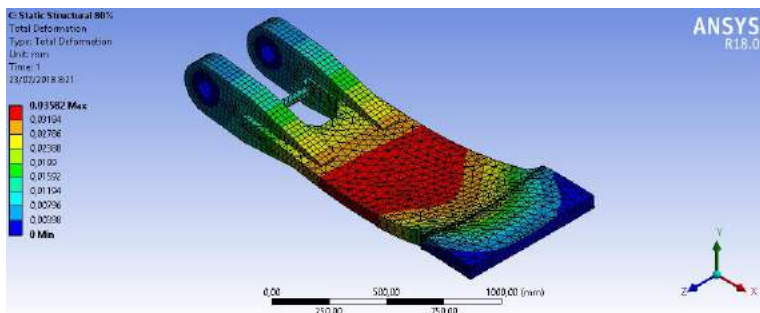
Hasil dari simulasi *static structural* juga dapat dilihat pada tabel 4.4.

4.4.3 Hasil Simulasi *Static Structural* pada Model *Smoothing* untuk Variasi 80% *Mass Retained*

Untuk desain dengan 80% *retained mass*, memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 184,78 MPa, diketahui bahwa nilai tersebut cukup memiliki perbedaan yang signifikan apabila dibandingkan



(a)



(b)

Gambar 4.22 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model *smoothing* dengan variasi 80% *mass retained*

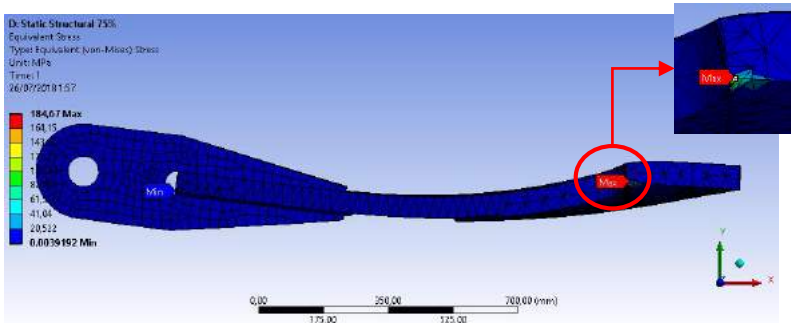
dengan nilai tegangan maksimum *existing model*, yaitu 168,33 Mpa. Perbedaan yang cukup signifikan ini dapat terjadi karena pengurangan massa yang cukup besar, sehingga mengakibatkan peningkatan tegangan maksimum. Untuk hasil simulasi tegangan maksimum dapat dilihat pada gambar 4.22(a), terlihat bahwa nilai tegangan maksimum terletak pada lokasi *tangent point*. Hal ini terjadi akibat pengaruh *constraints* yang ditetapkan pada benda. Pada bagian sisi lebar *Spring Plate* yang tersambung pada *Kiln Shell* ditetapkan sebagai *fixed support*, sehingga ketika benda dikenai gaya tarik pada sisi lebar yang lain, maka tegangan akan bekerja paling besar di lokasi yang berperan untuk menahan sambungan, sehingga hasil simulasi sudah sesuai dengan teori yang ada. Namun demikian, nilai tegangan maksimum masih berada dibawah nilai tegangan izin sebesar 200 MPa, sehingga benda aman digunakan.

Model *smoothing* dengan variasi 80% *mass retained* ini memiliki nilai total deformasi sebesar 3,58E-02 mm. Nilai tersebut masih berada jauh di bawah standar defleksi sebesar 33 mm. Pada gambar 4.22(b) terlihat bahwa bagian *Spring Plate* yang mengalami deformasi terbesar berada pada daerah tengah *Spring Plate*, yaitu daerah yang menunjukkan warna merah. Hal ini terjadi karena ketika sisi lebar *Spring Plate* merupakan *fixed support* dan sisi lebar lainnya dikenai gaya tarik, maka yang terjadi adalah daerah deformasi yang berada pada bagian tengah *Spring Plate*, sehingga hasil dari simulasi tersebut sudah sesuai dengan teori yang ada. Hasil dari simulasi *static structural* juga dapat dilihat pada tabel 4.4.

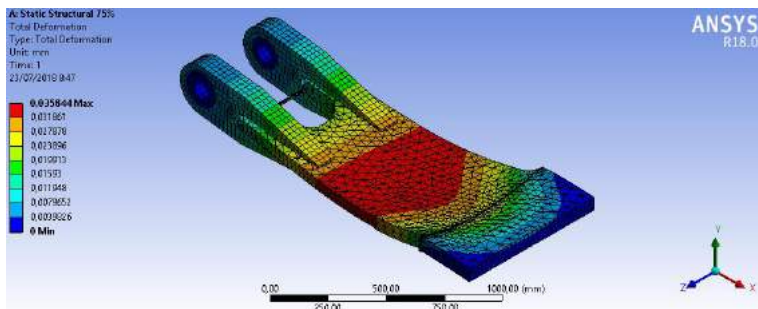
4.4.4 Hasil Simulasi *Static Structural* pada Model *Smoothing* untuk Variasi 75% *Mass Retained*

Untuk desain dengan 75% *retained mass*, memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 184,67 MPa, diketahui bahwa nilai tersebut cukup memiliki perbedaan yang signifikan apabila dibandingkan dengan nilai tegangan maksimum *existing model*, yaitu 168,33 Mpa. Perbedaan yang signifikan tersebut dapat terjadi

karena pengurangan massa yang cukup besar, sehingga menyebabkan peningkatan nilai tegangan maksimum. Untuk hasil simulasi tegangan maksimum dapat dilihat pada gambar 4.23(a), terlihat bahwa nilai tegangan maksimum terletak pada lokasi *tangent point*. Hal ini terjadi akibat pengaruh *constraints* yang ditetapkan pada benda. Pada bagian sisi lebar *Spring Plate* yang tersambung pada *Kiln Shell* ditetapkan sebagai *fixed support*, sehingga ketika benda dikenai gaya tarik pada sisi lebar yang lain, maka tegangan akan bekerja paling besar di lokasi yang berperan untuk menahan sambungan, sehingga hasil simulasi sudah sesuai



(a)



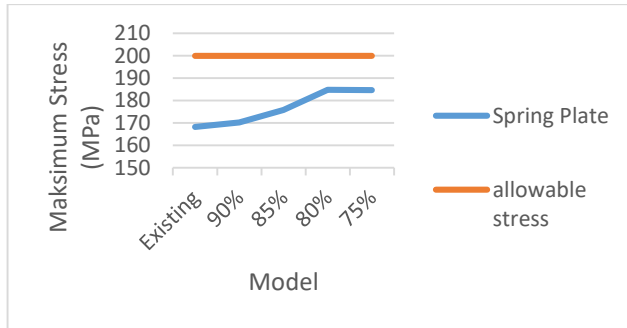
Gambar 4.23 Hasil simulasi (a) tegangan maksimum (b) deformasi total pada model *smoothing* dengan variasi 75% *mass retained*

dengan teori yang ada. Namun demikian, nilai tegangan maksimum masih berada dibawah nilai tegangan izin sebesar 200 MPa, sehingga benda aman digunakan.

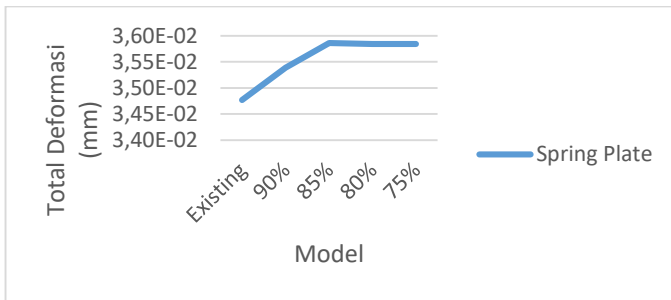
Adapun juga didapatkan hasil simulasi berupa total deformasi, dapat dilihat pada gambar 4.23(b). Model *smoothing* dengan variasi 75% *mass retained* ini memiliki nilai total deformasi sebesar 3,58E-02 mm, nilai tersebut masih berada jauh di bawah standar defleksi sebesar 33 mm. Pada gambar 4.20(b) terlihat bahwa bagian Spring Plate yang mengalami deformasi terbesar berada pada daerah tengah *Spring Plate*, yaitu daerah yang menunjukkan warna merah. Hal ini terjadi karena ketika sisi lebar *Spring Plate* merupakan *fixed support* dan sisi lebar lainnya dikenai gaya tarik, maka yang terjadi adalah daerah deformasi yang berada pada bagian tengah *Spring Plate*, sehingga hasil dari simulasi tersebut sudah sesuai dengan teori yang ada. Hasil dari simulasi *static structural* juga dapat dilihat pada tabel 4.4.

Tabel 4.4 Hasil Simulasi Proses Redesain

Hasil Redesain							
Mas s Reta ined (%)	Maxim um Stress (Mpa)	Max Total Def.(mm)	Volume (mm^3)		Mass (kg)		Pengur angan Massa (kg)
			Orig inal	Final	Orig inal	Fin al	
90%	170,26	3,54E-02	8,82 E+07	8,18 E+07	687, 81	637 ,77	50,04
85%	175,86	3,57E-02	8,82 E+07	7,85 E+07	687, 81	612 ,29	75,52
80%	184,78	3,58E-02	8,82 E+07	7,49 E+07	687, 81	584 ,23	103,58
75%	184,67	3,58E-02	8,82 E+07	7,15 E+07	687, 81	557 ,47	130,34



Gambar 4.24 Grafik perbandingan tegangan maksimum *existing model* dengan model redesain



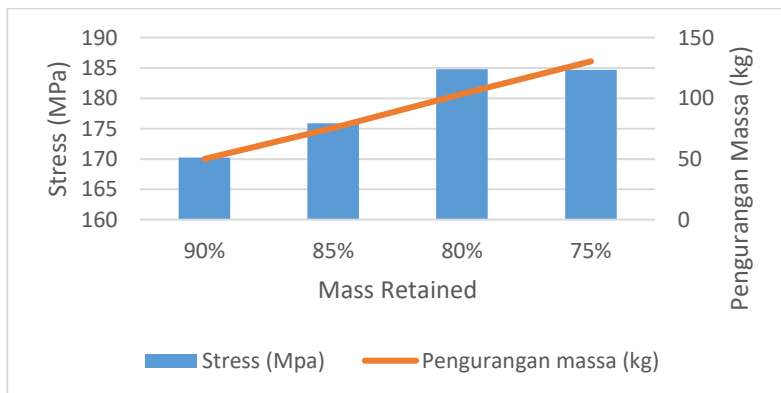
Gambar 4.25 Grafik perbandingan total deformasi *existing model* dengan model redesai

4.5 Pembahasan Desain Terbaik

Dalam pemilihan desain terbaik dapat dianalisis melalui gambar 4.24, 4.25, dan 4.26, terdapat beberapa *properties* yang menjadi pertimbangan seperti nilai tegangan maksimum dan massa dari tiap model redesain. Pada grafik ini ditunjukkan perbandingan tegangan maksimum dengan pengurangan massa. Keempat *Spring Plate* yang telah diredesain, untuk model dengan variasi mass retained sebesar 90%, 85%, 80% dan 75% semuanya memiliki nilai tegangan dibawah batas tegangan izin dan aman untuk digunakan. Sedangkan perbandingan deformasi total untuk setiap variasi

model dapat dilihat pada grafik 4.23, diketahui bahwa setelah benda mengalami redesain terjadi kenaikan nilai deformasi untuk setiap variasi, namun perbedaan nilai deformasi dari masing-masing variasi model tersebut tidak mengalami perubahan yang signifikan. Adapun diketahui nilai deformasi dari benda existing dan benda redesain masih berada di bawah batas nilai standar defleksi *Spring Plate*, yaitu 33 mm. Sehingga baik benda *existing* maupun benda redesain dapat dikatakan aman dari deformasi.

Nilai tegangan maksimum terkecil dimiliki oleh *Spring Plate* dengan 90% *retained mass* yaitu sebesar 170,26 MPa, namun demikian pengurangan massa bendanya bernilai paling kecil juga yaitu sebesar 50,4 kg. Sedangkan untuk *Spring Plate* dengan 80% *mass retained*, memiliki pengurangan massa sebesar 103,58 kg dengan nilai tegangan maksimum sebesar 184,78 MPa . Untuk *Spring Plate* dengan 75% *mass retained* memiliki nilai tegangan maksimum sebesar 184,67 MPa dan pengurangan massa sebesar 130,34 kg. Sehingga, model dengan variasi 75% *mass retained* dapat dipilih sebagai desain terbaik karena nilai tegangan maksimumnya berada di bawah nilai tegangan ijin dan pengurangan massanya bernilai paling besar.



Gambar 4.26 Grafik hubungan tegangan maksimum dengan persentase pengurangan massa

4.6 Hasil Miniatur dari Desain Terbaik dengan Menggunakan 3D Printer

Dari hasil desain terbaik yang sudah didapatkan, kemudian dilakukan pencetakan model desain terbaik dengan menggunakan printer 3D. Diketahui bahwa benda asli berukuran panjang 152 cm, sedangkan *bed printer* yang tersedia memiliki luas 20 cm x 20 cm, sehingga benda ukuran asli harus diberi skala agar dapat dilakukan pencetakan. Pada pencetakan diberikan skala 1:20 sehingga miniatur benda memiliki ukuran panjang 7,5 cm. Miniatur ini dibuat dengan menggunakan material *filament* berupa PLA atau merupakan singkatan dari *Polylactic Acid*. Hasil dari pencetakan miniature *Spring Plate* dapat dilihat pada gambar 4.25.

Selain itu, juga dicetak *Rotary Kiln* secara 3D. *Rotary Kiln* yang dicetak secara 3D didesain menjadi 1/4 bagian assembly dari *Spring Plate* yang terpasang pada *Kiln Shell* dan *Bullgear*. Benda dicetak menggunakan skala pengecilan 1:30 dengan material PLA. Miniatur *Spring Plate* dan *Rotary Kiln* dicetak dengan menggunakan printer Sun Hokey Prusa i3. Gambar 1/4 bagian assembly dapat dilihat pada gambar 4.26.



Gambar 4.27 Miniatur desain terbaik



Gambar 4.28 Miniatur desain terbaik an 1/4 bagian *Rotary Kiln*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari Tugas Akhir ini yaitu:

1. Hasil validasi dari *hand calculation* sesuai dengan simulasi profil *Spring Plate* sederhana dengan menggunakan mesh adaptive dan kontrol *element size*. Dari *hand calculation* didapatkan nilai tegangan maksimum sebesar 77,38 MPa sedangkan dari simulasi didapatkan nilai tegangan maksimum sebesar 77,88 MPa dimana juga diketahui bahwa titik tegangan maksimum terletak pada *Spring Plate* di daerah pengelasan.
2. Pada pengujian, terdapat 4 model redesain berdasarkan bagian yang ditopologikan dengan persentase massa yang dipertahankan yang menghasilkan nilai tegangan maksimum dan total deformasi berbeda-beda. Untuk redesain *Spring Plate* dengan 90% *mass retained* menghasilkan nilai tegangan maksimum dan total deformasi sebesar 170,26 MPa dan 0,0354 mm dengan pengurangan massa sebesar 50,04 kg. Untuk *Spring Plate* dengan 85% *mass retained* didapati nilai tegangan maksimum dan total deformasi sebesar 213,5 MPa dan 0,0357 mm dengan pengurangan massa sebesar 75,52 kg. Untuk *Spring Plate* dengan 80% *mass retained* didapati nilai tegangan maksimum dan total deformasi sebesar 184,78 MPa dan 0,0358 mm dengan pengurangan massa sebesar 103,58 kg. Sedangkan *Spring Plate* dengan 75% *mass retained* didapati nilai tegangan maksimum dan total deformasi sebesar 184,67 MPa dan 0,0358 mm dengan pengurangan massa sebesar 130,34 kg.
3. Didapati desain terbaik yaitu dengan model redesain 75% *mass retained* karena mampu mengurangi massa lebih besar dari model redesain 90% dan 85% *mass retained* yaitu sebesar 130,34 kg dan nilai tegangan maksimumnya sebesar 184,67 MPa yang mana nilai tegangan ini masih berada dibawah nilai *allowable stress*.

5.2 Saran

Adapun saran mengenai penelitian ini untuk para pembaca yang sedang mencari topik tugas akhir diantaranya:

1. Selain memberikan variasi *mass retained*, optimasi topologi pada *Spring Plate* juga dapat dilakukan dengan memberikan variasi jenis material untuk kemudian ditinjau berdasarkan nilai tegangan maksimum dan nilai deformasi total.
2. Untuk pengujian selanjutnya diharapkan menggunakan mesh yang lebih detail, dengan menggunakan komputer yang lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

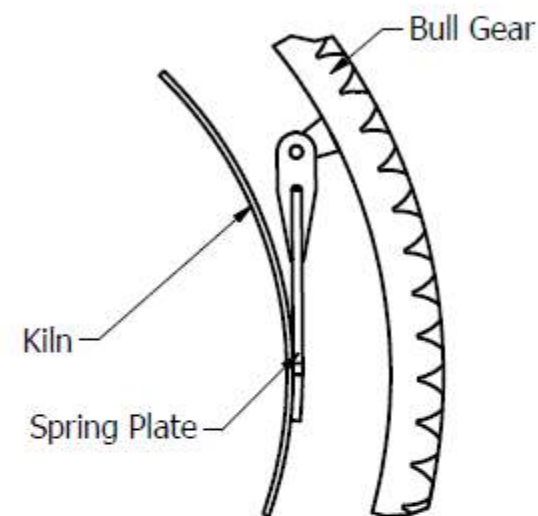
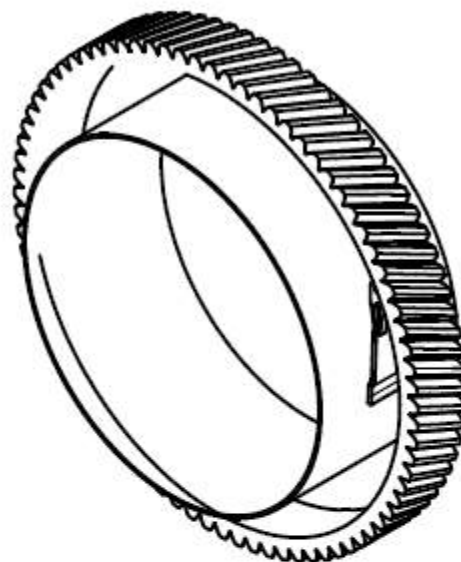
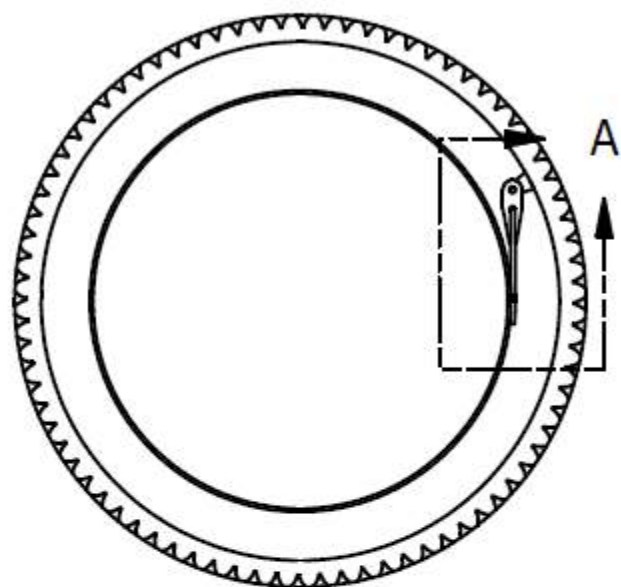
- Deutschman, D.A., Michels, W.J., dan Wilson, C.E. 1975. *Machine Design*. MacMillan Publishing Co Inc.
- Hibbeler, R.C. 2011. *Mechanics of Material, 8th Edition*. Pearson Prentice Hall.
- Kim, I.Y., Weck, O.L. 2004. *Structural Design Optimization*. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology.
- Logan, L.D. 2010. *A First Course in The Finite Element Method, Fifth Edition*. Canada: Nelson Education Ltd.
- Misra, A., Taklikar, V. 2015. "Topological Optimization of Linear Elastic Isotropic Structures Using ANSYS based Optimality Criterion Approach." *International Journal For Research in Emerging Science and Technology* volume 2, issue 7.
- Pazand, M.K., Panahi, S., Pourabdoli, M. 2009. "Simulating The Mechanical Behavior of A Rotary Cement Kiln Using Artificial Neural Networks." *Elsevier* 3468-3473.
- Tandiayuk, E. 2011. *Laporan Akhir Familiarisasi & Probation Area Operation & Maintenance*. Sorowako: PT. Inco Process Plant Maintenance.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS

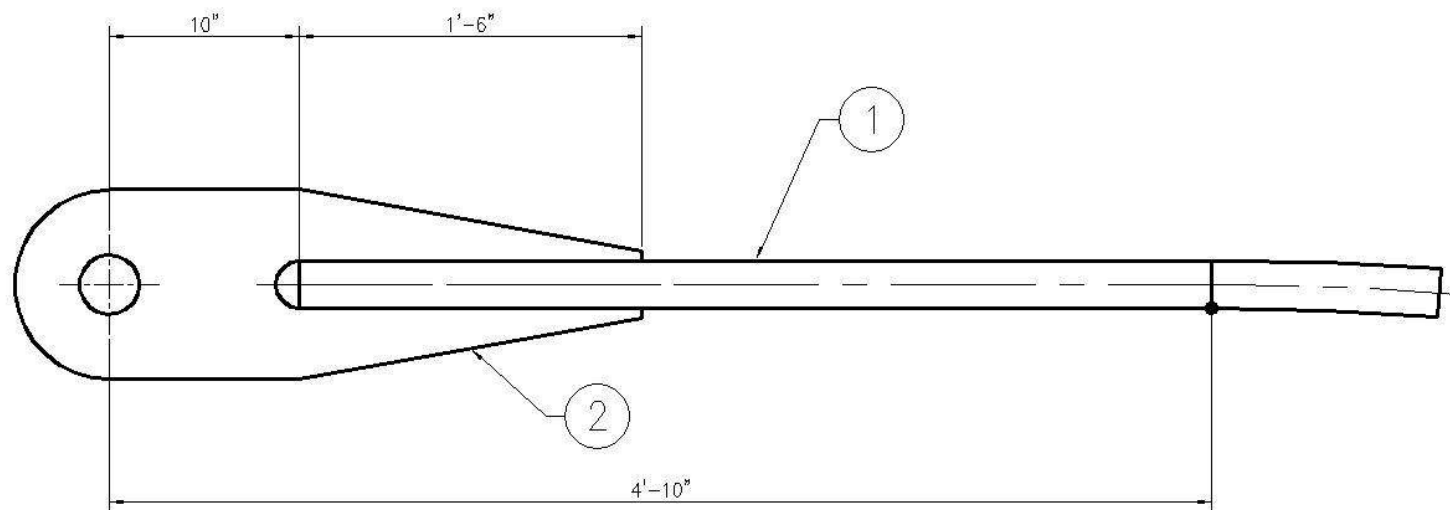
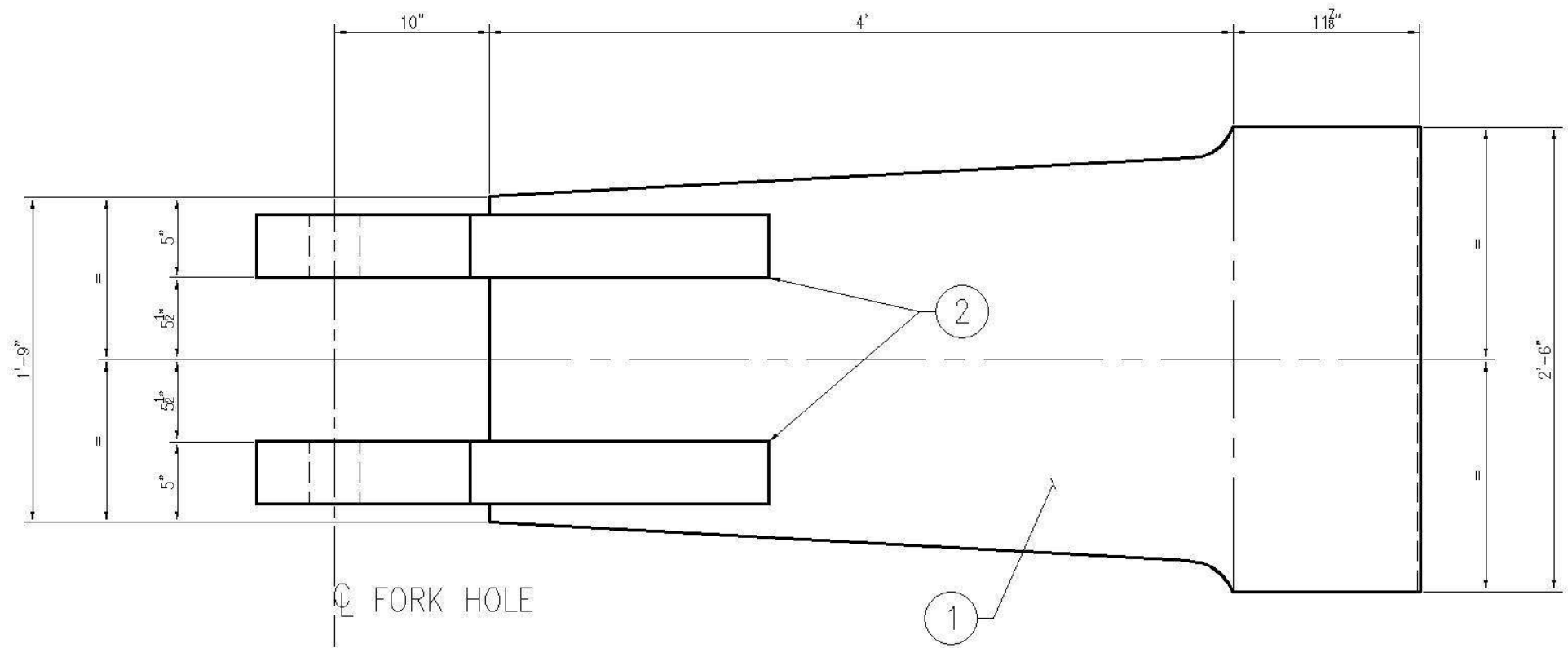


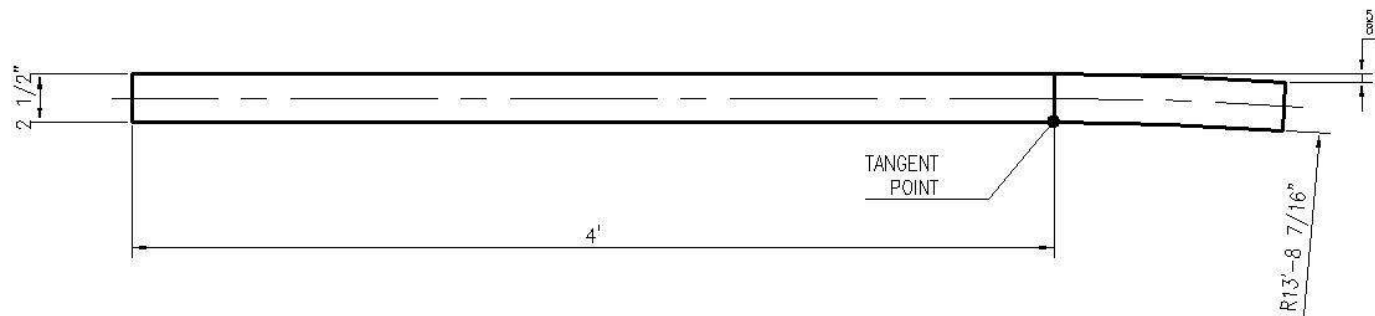
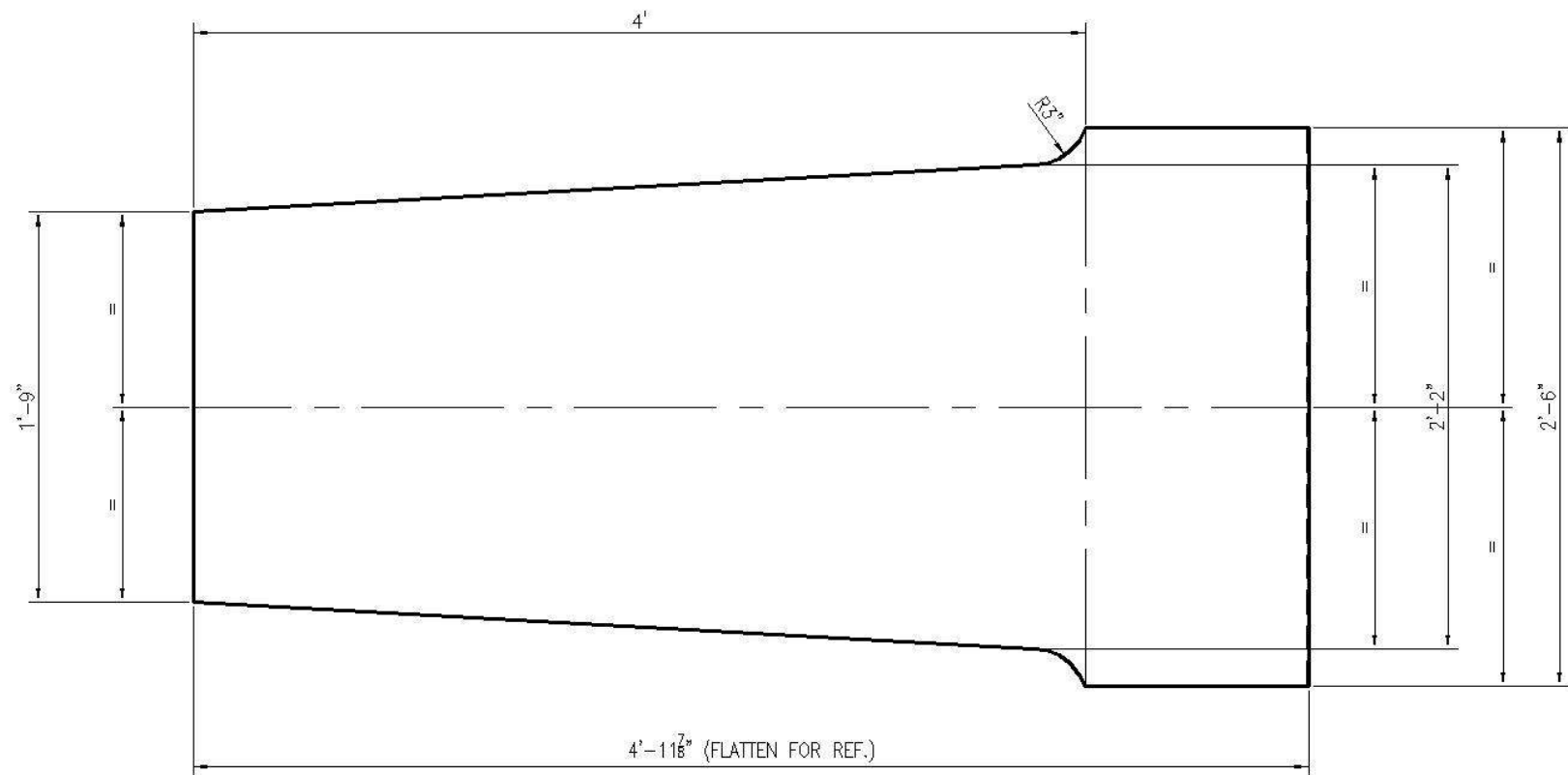
Penulis dilahirkan di Tulungagung, 26 November 1994, penulis yang biasa dipanggil dengan nama “Vemba” ini memiliki nama lengkap Vemba Giarini, dan merupakan anak pertama dari 2 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Wisma Indah Tulungagung, SDK Santa Maria Tulungagung, SMPN 1 Tulungagung, dan SMAN 1 Kedungwaru. Penulis diterima di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2013 dan terdaftar dengan NRP 2113100076.



DETAIL A
SCALE 1 / 50

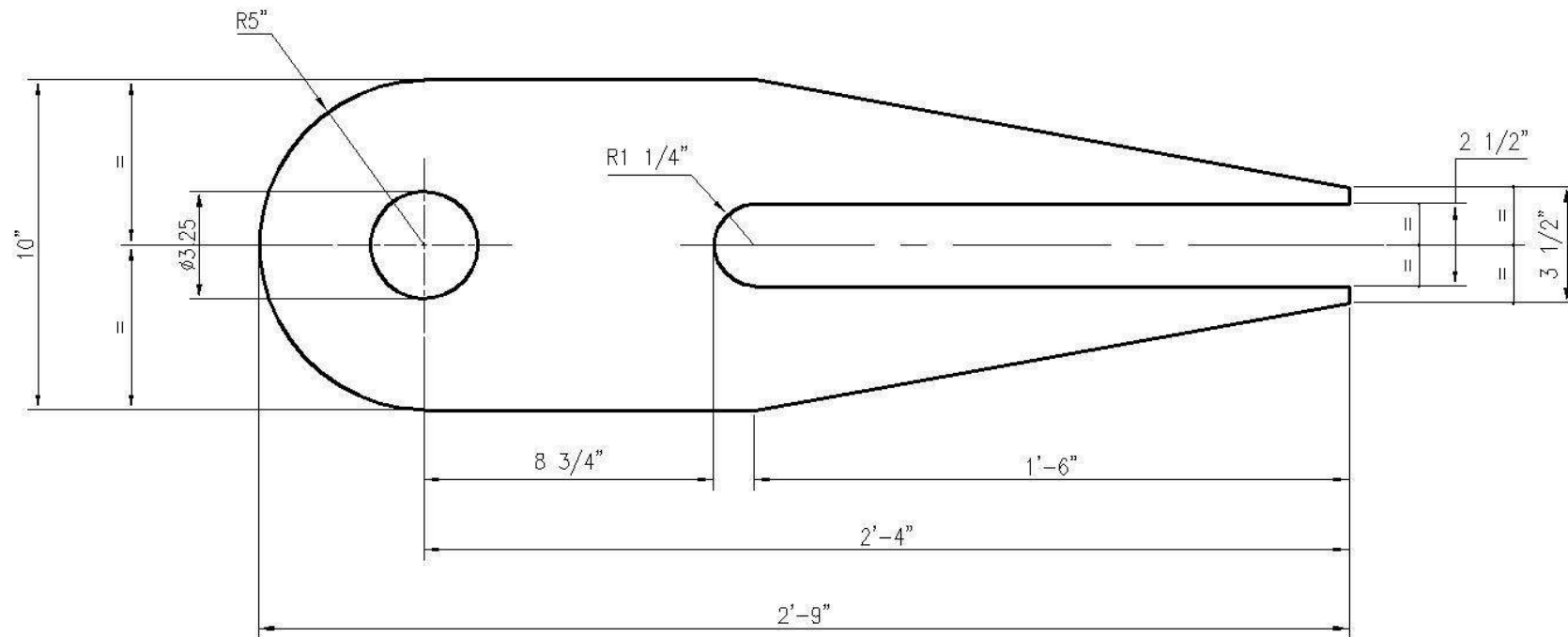
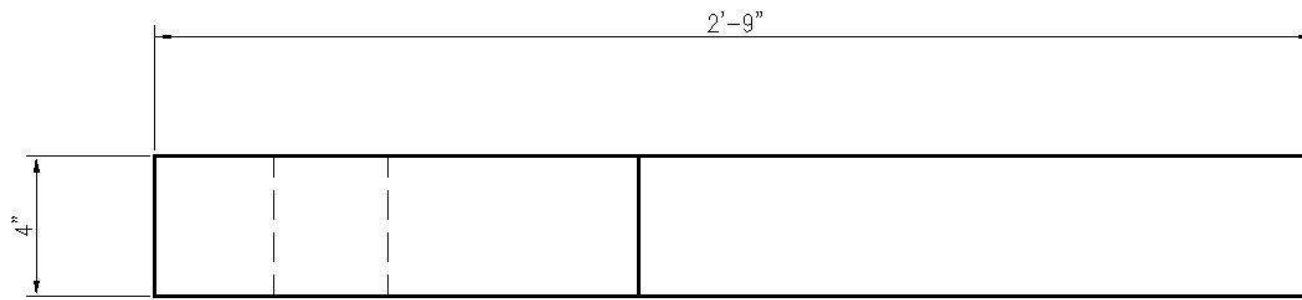
DRAWN	Vemba Giarini	09/07/2018	TITLE Spring Plate Assembly		
CHECKED					
QA					
MFG					
APPROVED			<div>SIZE</div> <div>A4</div>		
			<div>DWG NO</div> <div>1</div>		REV
			<div>SCALE</div> <div>1 : 100</div>		SHEET 1 OF 1





① LEAF SPRING
18 EA

ASTM A36
SCALE 1 : 8



2 FORK
36 EA

ASTM A36
SCALE 1 : 5